

# **Fanglager mit veränderbaren Parametern**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt  
zur  
Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte

## **Dissertation**

vorgelegt von  
**Dipl.-Ing. Gunnar Wieland**  
aus Groß-Gerau

Berichterstatter:

Prof. Dr.-Ing. Richard Markert

Mitberichterstatter:

Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann

Tag der Einreichung:

03.12.2012

Tag der mündlichen Prüfung:

06.02.2013

Darmstadt 2014

D 17



# Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den in ihr ausdrücklich genannten Hilfen, selbstständig verfasst habe.

---

Datum, Unterschrift



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachbereich Maschinenbau im Fachgebiet Strukturtechnik der Technischen Universität Darmstadt.

Ich danke Herrn Prof. Dr.-Ing. Richard Markert für die Anregung und Unterstützung dieser Arbeit, sowie Prof. Dr.-Ing. Rainer Nordmann für die bereitwillige und unkomplizierte Übernahme des Korreferats.

Ebenso möchte ich mich bei allen meinen Kolleginnen und Kollegen, wissenschaftlichen Hilfskräften und Studenten und nicht zu vergessen unseren Sekretärinnen und den technischen Mitarbeitern bedanken, ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Frau bedanken.

*Vielen Dank für Deine Unterstützung, Deine Motivation und die stets richtigen Worte zur richtigen Zeit.*

Berlin, im Januar 2014

Gunnar Wieland



# Inhaltsverzeichnis

<b>Liste der Formelsymbole</b>	<b>ix</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>xii</b>
<b>Abstract</b>	<b>xiii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Resonanzdurchfahrt bei Fanglagern . . . . .	1
1.2 Motivation . . . . .	2
1.3 Stand der Forschung . . . . .	3
1.3.1 Grundlegende Vorgängerarbeiten . . . . .	3
1.3.2 Lager als Resonanzdurchlaufhilfen . . . . .	4
1.4 Inhalt und Gliederung der Arbeit . . . . .	11
<b>2 Übersicht über die Dynamik bei Rotor-Fanglager-Kontakt</b>	<b>13</b>
2.1 Unterscheidungsmerkmale der Bewegungsformen . . . . .	13
2.2 Systemklassen von Rotor-Fanglager-Systemen . . . . .	17
<b>3 Modelle für Rotor-Fanglager-Systeme mit veränderbaren Parametern</b>	<b>22</b>
3.1 Theoretische Modelle . . . . .	23
3.1.1 Rotor . . . . .	23
3.1.2 Fanglager . . . . .	23
3.1.3 Kontaktbeschreibung . . . . .	24
3.1.4 Bewegungsgleichungen . . . . .	28
3.2 Modell zur numerischen Simulation . . . . .	29
3.3 Experimentelles Modell . . . . .	30
3.3.1 Aufbau und Bestandteile . . . . .	30
3.3.2 Eigenschaften des Versuchsaufbaus . . . . .	33

---

3.3.3	Messtechnik . . . . .	36
3.3.4	Digitale Aufbereitung der Messdaten . . . . .	37
3.3.5	Steuerung der Kontaktparameter . . . . .	38
3.3.6	Parameterermittlung des experimentellen Modells . . . . .	39
3.3.7	Schwächen des experimentellen Modells . . . . .	40
<b>4</b>	<b>Dynamik bei Veränderung der Spaltweite</b>	<b>44</b>
4.1	Vermeidung der Resonanzdurchfahrt . . . . .	44
4.1.1	Quasi-stationäre Spaltveränderung . . . . .	45
4.1.2	Abrupte Spaltveränderung . . . . .	51
4.1.3	Zeitlich moderate Spaltveränderung . . . . .	56
4.1.4	Optimale Eingriffsparameter . . . . .	75
4.2	Destabilisierung des Backward Whirls . . . . .	81
4.2.1	Verkleinerung der Spaltweite . . . . .	84
4.2.2	Vergrößerung der Spaltweite . . . . .	89
4.3	Zusammenfassung . . . . .	91
<b>5</b>	<b>Dynamik bei Veränderung der Kontaktreibung</b>	<b>92</b>
5.1	Konstanter Reibwert . . . . .	92
5.2	Reibsprung . . . . .	93
5.2.1	Destabilisierung des Backward Whirls durch den Reibsprung . . . .	99
5.3	Zusammenfassung . . . . .	100
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung, Gewinnpotential und Ausblick</b>	<b>101</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>104</b>



# Liste der Formelsymbole

## Lateinische Buchstaben (Indizes siehe separate Auflistung)

Symbol	Einheit <sup>1</sup>	Bedeutung
$A$	–	Mittelpunkt des Rotoranflaufrings
$b_{\square}$	N s/m	Dämpfungskonstante
$C$	–	Kontaktpunkt
$d_{\square}$	m	Durchmesser
$D_{\square}$	1	dimensionsloses Dämpfungsmaß
$E$	N/m <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$e_{\square}$	1	Vektor mit Anfangsbedingungen
$F_{\square}$	N	Kraft im inertialen Bezugssystem (komplex)
$f$	m/s	Erregungsvektor
$f_{\square}$	m/s	Einträge des Erregungsvektors
$f_{\square}$	Hz	Eigenfrequenz
$\Im$	–	Operator „Imaginärteil von“
$i$	1	imaginäre Einheit
$k_{\square}$	N/m	Steifigkeit
$L$	–	Fanglagermittelpunkt
$l_{\square}$	m	Länge, Radius
$m_{\square}$	kg	Masse
$n$	1/min	Drehzahl
$\Re$	–	Operator „Realteil von“
$r_{\square}$	m	Auslenkung im festen Koordinatensystem (komplex)
$S$	–	Schwerpunkt
$s$	m	Spaltweite
$T$	s	Periodendauer
$t$	s	Zeit
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$W$	–	Wellendurchstoßpunkt
$x$	m	Koordinate in Längsrichtung des Rotors
$y_{\square}$	m	Koordinate in Horizontalrichtung im inertialen Bezugssystem
$z_{\square}$	m	Koordinate in Vertikalrichtung im inertialen Bezugssystem

<sup>1)</sup> \* = Einheit unterschiedlich

## Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	1	Phasenwinkel
$\delta$	m	Abstand Rotor – Fanglager
$\Delta$	m	Differenz
$\varepsilon$	m	Exzentrizität (komplex)
$\mu_R$	1	Reibkoeffizient
$\pi$	1	3.141592653589793...
$\rho$	m	Auslenkung im rotierenden Bezugssystem (komplex)
$\varphi$	1	Winkel der Rotordrehung
$\Psi$	1/s	Kreisfrequenz der nicht drehsynchronen Bewegung
$\psi$	1	Winkel der Kontaktnormalen
$\Omega$	1/s	Kreisfrequenz der Rotordrehzahl, kurz „Drehzahl“
$\tilde{\Omega}$	1/s	unabhängige Veränderliche im Frequenzbereich
$\omega$	1/s	Eigenkreisfrequenz

## Sonstige mathematische Symbole

Symbol	Bedeutung
$\dot{\phantom{x}}$	Ableitung nach der Zeit ( $= \frac{d\phantom{x}}{dt}$ )
$\hat{\phantom{x}}$	komplexe Amplitude
$\tilde{\phantom{x}}$	auf Bewegungsgrößen: Abweichung vom stationären Zustand
$\phantom{x}^*$	konjugiert komplexe Größe
$ \phantom{x} $	Betrag einer Größe
$\langle \phantom{x} \rangle$	FÖPPL-Symbol, ( $= \phantom{x}$ für $\phantom{x} \geq 0$ , $= 0$ sonst)
$\phantom{x}^T$	transponierte Größe

## Indizes

Symbol	Bedeutung
0	Eigenlösung für freie Schwingungen
$\infty$	Unendlichkeitsstelle
A	Anlaufring

---

$B$	Backward Whirl
exp	Wert oder Verlauf im Experiment
$K$	Kontakt
$R$	Reibung
Im	Imaginärteil einer Größe
$i, j, k, l$	allgemeiner Laufindex
konst	nicht veränderter Wert
krit	kritischer Wert
max	Maximal
min	Minimal
$N$	Normalenrichtung
$o$	oben, oberer Grenzwert
$R$	Rotor
Re	Realteil einer Größe
$RL$	Rotor und Fanglager fest gekoppelt
rel	relative Größe
$L$	Fanglager
sim	Wert oder Verlauf in der Simulation
st	statische Größe
stab	stabiler Wert
$T$	Tangentialrichtung
$W$	Welle
$u$	unten, unterer Grenzwert
$y$	Komponente in y-Richtung
$z$	Komponente in z-Richtung
$\Omega$	drehsynchroner Anteil
$\Psi$	asynchroner Anteil

# Kurzfassung

Bei schnelllaufenden, überkritisch betriebenen Rotoren treten bei der Fahrt durch die Resonanzonen häufig große Rotorausbiegungen auf. Zur Begrenzung dieser Rotorausbiegungen, aber auch als Sicherheitseinrichtung im Fall des Versagens von aktiven oder passiven Beruhigungsmaßnahmen sowie bei kurzzeitigen Rotorausbiegungen durch unvorhergesehene Störungen, können Fanglager eingesetzt werden. Ein Fanglager ist ein zusätzliches Lager, das im normalen Betriebszustand bei kleiner Rotorausbiegung durch einen Spalt vom Rotor getrennt und damit wirkungslos ist. Überschreitet die Rotorausbiegung aber den Fanglagerspalt, legt sich der Rotor an das Fanglager an. Die Kontaktkraft vom Fanglager auf den Rotor soll die Rotorausbiegung begrenzen.

In dieser Arbeit wird die Dynamik des Rotors untersucht, während der Spalt oder die Reibung zwischen Rotor und Fanglager verstellt wird. Ziel beider Verstellmöglichkeiten ist es, Rotor und Fanglager in unkritischen Drehzahlbereichen voneinander zu trennen, damit der Rotor ohne Kontakt mit kleineren Amplituden weiterlaufen kann. Weiterhin wird neben der drehsynchronen unwuchterzwungenen Schwingung der Einfluss der Spaltverstellung auf den Backward Whirl diskutiert. Analytische und numerische Untersuchungen werden gezeigt und mit experimentelle Studien untermauert.

# Abstract

High-speed, supercritical rotors often experience significant rotor bending when moving through resonance zones. Auxiliary bearings can be installed to limit rotor bending and to serve as an added safety measure in the event of a failure of active or passive calming measures or short-term rotor bending due to unforeseen disturbances. An auxiliary bearing is a supplemental bearing that is separated from the rotor by a gap and therefore inoperative when minor rotor bending occurs under normal operating conditions. However, if the rotor bending exceeds the auxiliary bearing gap, the rotor then comes into contact with the auxiliary bearing. The force of the auxiliary bearing's contact with the rotor is meant to limit rotor bending.

This study will examine the dynamics of the rotor while adjustments are being made to the gap or the friction between the rotor and the auxiliary bearing. The objective of both adjustments is to separate the rotor and auxiliary bearing from each other in non-critical speed ranges so that the rotor can continue to run at lower amplitudes without making contact. Furthermore, this work will also look at the impact of gap adjustment on the backward whirl. It will highlight analytical and numerical studies, substantiated by experimental evidence.



# Kapitel 1

## Einleitung

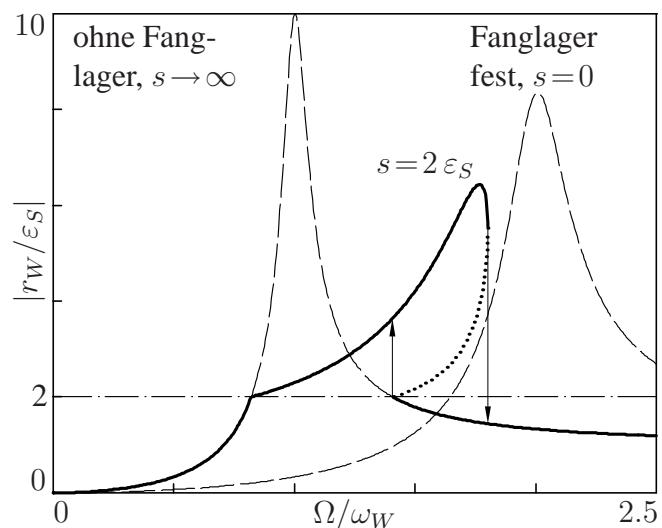
### 1.1 Resonanzdurchfahrt bei Fanglagern

Viele rotierende Maschinen, wie zum Beispiel Flugzeugturbinen oder Zentrifugen, übertragen mechanische Leistung durch elastische Rotoren, die überkritisch betrieben werden. Der Vorteil dieser Rotoren ist ihr geringer Bauraum und das damit verbundene geringe Gewicht. Allerdings können, bedingt durch äußere Störungen oder bei der Fahrt durch biegekritische Drehzahlen, große radiale Schwingungen auftreten. Um die Schwingungen zu begrenzen, werden unter anderem Fanglager eingesetzt. Ein Fanglager ist ein zusätzliches Lager, das normalerweise durch einen Spalt vom Rotor getrennt ist. Im normalen Betriebszustand hat der Rotor nur kleine Auslenkungen, und das Fanglager ist wirkungslos. Werden die Rotorauslenkungen so groß wie der Spalt, legt sich der Rotor an das Fanglager an, und ein weiteres Ausbiegen des Rotors soll erschwert werden.

Ein Fanglager bezeichnet man als Notlager, wenn es nur bei schweren äußeren Störungen, zum Beispiel einem Schaufelbruch einer Flugzeugturbinen oder bei Überlastungen eines Magnetlagers, zum Einsatz kommt, um das System sicher herunterzufahren. Wird das Fanglager im ständigen Betrieb bei Hoch- und Runterläufen eingesetzt, bezeichnet man es als

Hilfslager. Das Fanglager als Hilfslager dient als Resonanzdurchlaufhilfe, wenn ein „Durchreißen“ des Rotors durch die Resonanz oder ein Auswuchten, zum Beispiel bei Zentrifugen durch den wechselnden Wuchtzustand, nicht möglich ist.

Wird das Fanglager als Hilfslager eingesetzt, sollte sich der Rotor wieder vom Fanglager trennen und im normalen Betriebszustand mit geringen Amplituden weiterfahren können, wenn keine äußeren Störungen mehr vorhanden sind und der Rotor sich außerhalb der biegekritischen Drehzahlen dreht. Erste theore-



**Bild 1.1:** Rotoramplituden der unwuchterregten Bewegung eines LAVAL-Rotors mit Fanglager – Resonanzkurve und Sprungphänomen aus [61]

Die ersten theoretischen Untersuchungen zum Sprungphänomen wurden von Laval durchgeführt, der die Amplituden der ungewuchterregten Bewegung eines Rotors mit einem Fanglager in Abhängigkeit von der Drehzahl untersuchte.

tische, numerische und experimentelle Untersuchungen, wie zum Beispiel bei ([5], [20], [38], [14] und [1]) Ende der 60er bis in die 80er Jahre zeigten allerdings, dass in etlichen Fällen mit passiven Fanglagern nicht die gewünschte Schwingungsbegrenzung und die Reduktion der Systembelastung erzielt werden. Das kommt daher, dass sich der Rotor nach dem Anlegen an das Fanglager erst beim Überschreiten der Resonanzdrehzahl des gekoppelten Systems vom Fanglager wieder trennt. Diese Trennung erfolgt durch sogenannte Sprungeffekte, die sich am einfachsten an der nichtlinearen Resonanzkurve bei Unwuchterregung in Bild 1.1 nachvollziehen lassen. Zum Vergleich sind zusätzlich die Resonanzkurven der beiden linearen Grenzfälle – Rotor ohne Fanglager ( $s \rightarrow \infty$ ) und Rotor mit Fanglager ohne Spalt ( $s = 0$ ) – eingetragen.

In den Untersuchungen zeigte sich weiterhin, dass neben der drehsynchronen unwuchterzwungenen Bewegungsform des Rotors andere Bewegungsformen existieren können.

## 1.2 Motivation

Um ein Anlegen des Rotors an das Fanglagern weicher zu gestalten, das selbständige Trennen des Rotors vom Fanglager zu initiieren und gefährliche Betriebszustände wie den Backward Whirl zu verhindern, ist die Ausbildung der Fanglager als mechatronische Komponenten eine Möglichkeit. Eine aktive Lagerabstützung oder rotorgebundene Piezoaktuatoren kann, wie [27] zeigte, ein Fanglager als Durchlaufhilfe sogar überflüssig machen. Allerdings ist es immer ein zusätzlicher Aufwand, eine geeignete Regelstrategie zu finden und auszulegen. Weiterhin kommen Zusatzkosten für Aktorik, Sensorik und Echtzeitregelsysteme hinzu. Genaue Aussagen über die Systemzuverlässigkeit oder die Ausfallwahrscheinlichkeit der aktiven Komponenten sind bis heute in keinen Normen vorhanden. Um die Betriebsdauer des Rotors signifikant zu erhöhen und dennoch eine hohe Zuverlässigkeit des Gesamtsystems zu gewährleisten, zeigen passive Maßnahmen eine kostengünstige Alternative auf. PFEIFFER schreibt dazu in [47]: *„Man wird zweierlei tun. Das immer noch reichlich vorhandene Entwicklungspotential passiver Komponenten wird erstens durch verbesserte Optimierungsstrategien weiter und intensiver ausgeschöpft werden. Zweitens wird die Entwicklung aktiver Komponenten an Tempo zunehmen. Solche Komponenten werden dort ihren Platz haben, wo die passiven Lösungen von der Funktionalität her am Ende sind und wo unerwünschte Phänomene, beispielsweise störende Schwingungen, nur aktiv beseitigt werden können.“* Eine Möglichkeit passive Fanglager zu optimieren, beschreibt zum Beispiel Simon in seiner Dissertation [56]. Er zeigt, dass sich der Rotor durch die Ausführung des Fanglageranlaufrings mit polygonförmigen Anlaufflächen bei niedrigeren Drehzahlen als der Resonanzdrehzahl des gekoppelten Systems vom Fanglager löst. Kontaktkräfte und damit die Belastung des Rotors können verringert werden. Allerdings können weiterhin periodische Schwingungen auftreten, die dem Backward Whirl bei rundem Fanglageranlaufring ähneln und damit eine große Systembelastung darstellen.



In dieser Arbeit soll der Vorteil der passiven Durchlaufhilfen (hohe Systemzuverlässigkeit, wenige Zusatzsysteme und damit geringere Kosten) mit denen der aktiven Systemen (große Eingriffsmöglichkeit, geringere Belastung des Rotors durch bessere Dynamik) kombiniert und untersucht werden. Dazu werden die Spaltweite und die Reibung zwischen Rotor und Fanglager während des Betriebs verändert, wobei die Ergebnisse zeigen, dass eine einfache Steuerung des Spalts ausreicht, um den Rotor vom Fanglager vorzeitig zu lösen. Es wird dabei die Idee aus einer Patentschrift [66] aufgegriffen, in der MEINKE und ZIPPE 1976 erstmalig verschiedene konstruktive Ausführungen, unter anderem die der Spaltverstellung, von Fanglagern für elastische Rotoren beschreiben und skizzieren. Allerdings erläutern die Autoren nicht die Dynamik des Rotor-Fanglager-Systems, welche in der vorliegenden Arbeit der Schwerpunkt sein soll. Weiterhin werden der Einfluss der Spaltverstellung auf die Stabilität des Backward Whirls untersucht und die Möglichkeit, mit Hilfe einer Reibverstellung zwischen Rotor und Fanglager das System positiv zu beeinflussen. Nach ULBRICH in [58] sind damit bei kleinem Bauvolumen große Kräfte möglich, obwohl der Aktuator selbst keine großen Kräfte und Leistungen aufbringen muss.

## 1.3 Stand der Forschung

### 1.3.1 Grundlegende Vorgängerarbeiten

Ausgangspunkt für diese Arbeit sind die Dissertationen [61] von WEGENER und [15] von EHEHALT, deren experimentelles und numerisches Modell für die Untersuchungen zur Spaltverstellung und Reibverstellung angepasst wurde, und deren Untersuchungsergebnisse als Grundlage dienen.

EHEHALT untersucht in [15] an einem LAVAL-Rotor mit einem linearen Fanglager die unwuchterzwungene drehsynchrone Bewegung, die vorwärts gerichtete reguläre multifrequente Bewegung (Forward Whirl), die rückwärts gerichtete reguläre multifrequente Bewegung (Backward Whirl), die subharmonische Bewegung mit drehzahlproportionalen Frequenzen, die Bewegung mit Seitenbändern um die Drehfrequenz, die superharmonische Bewegung mit drehzahlproportionalen Frequenzen und die chaotische Bewegung des Rotor-Fanglager-Systems. Er entwickelt dazu analytische oder halbanalytische Lösungen und beschreibt jeweils den Einfluss unterschiedlicher Parameter auf die Bewegung des Rotors und die Stabilität der Bewegung.

WEGENERS Arbeit in [61] behandelt elastische Rotoren in Fanglagern. Als analytisches Grundmodell wird der LAVAL-Rotor mit einem linearen Fanglager verwendet. Zudem untersucht er die Dynamik des LAVAL-Rotors mit Fanglagern, die eine nichtlineare Steifigkeit besitzen. Für dieses Modell konnte er analytische oder halbanalytische Berechnungsverfahren zur Amplitudenbestimmung des Rotors und des Fanglagers entwickeln. Für Stabilitätsuntersuchungen wurde eine analytische Formel hergeleitet. WEGENER konnte Ausle-

gungsrichtlinien für Fanglager erarbeitet, die auf errechneten drehfrequenten Bewegungen basieren. Dynamische Vorgänge, die nicht analytisch zu lösen sind, wurden mit numerischer Zeitsimulation untersucht. Insbesondere transiente Übergänge zwischen Bewegungen mit und ohne Kontakt wurden so simuliert. Neben dem LAVAL-Rotor beschreibt er diskrete Mehrfreiheitsgradrotoren, auch mit mehreren linearen Fanglagern, und kontinuierliche Rotoren in Fanglagern. Weiterhin untersuchte WEGENER zwei Methoden, die ein vorzeitiges Ablösen des Rotors vom Fanglager ermöglichen: Als Erstes ein Umschalten der Rotordämpfung oder der Rotorsteifigkeit während des Betriebs und als Zweites eine stark degressive Federcharakteristik. Durch die Krümmung der Amplitudenkurve löst sich der Rotor sowohl beim Hochlauf als auch beim Auslauf vor dem Erreichen des Amplitudenmaximums vom Fanglager.

### 1.3.2 Lager als Resonanzdurchlaufhilfen

Strategien, um den Rotor aktiv oder passive vorzeitig vom Fanglager zu lösen, finden sich bei [34], [1], [62], [53], [55], [56] und [44].

KÖGEL zeigt in [34] die Auswirkung einer sprungartigen Veränderung des Dämpfungskoeffizienten auf die Rotoramplitude durch ein analoges Simulationsmodell: Unabhängig von der Sprungstärke fällt die Rotoramplitude ohne Einschwingen vom Zustand mit Kontakt in den ohne Kontakt. Desweiteren untersucht er einen Radialstoß als Ablösehilfe. Seine Rechenergebnisse zeigen, dass das System durch einen Stoß zuverlässig in die Rotorschwingung ohne Fanglager gebracht werden kann. Dies geschieht teilweise aber nicht schon bei der ersten Störung, sondern erst nach mehreren Stößen.

ABRAHAM, MARKERT und WITFELD untersuchen in [1] experimentell und analytisch die passive und aktive Beeinflussung des Rotors während des Hochlaufs und Runterlaufs. Passiv wird der Rotor durch ein Fanglager beeinflusst. Diese Untersuchungen werden von WEGENER in [61] später weitergeführt. Aktiv wird entweder der konventionell gelagerte Rotor über ein „spielfreies Fanglager“, also ein zusätzliches konventionelles aktives Lager, beeinflusst, das durch elektrodynamische Schwingerreger Kräfte auf den Rotor ausüben kann oder über Magnetlager, die anstelle der konventionellen Lager den Rotor halten. Das aktive Lager wird durch eine einfache lineare Rückführung der Auslenkung des Rotormittelpunkts geregelt, was einer Regelung der Steifigkeit des Rotors gleich kommt. Während eines Hochlaufs schalten ABRAHAM et al. die Steifigkeit des Rotors von hoch auf niedrig und während eines Runterlaufs von niedrig auf hoch um. Dadurch bleiben im gesamten Drehzahlbereich die Amplituden des Rotors klein. Eigenschwingungen, hervorgerufen durch den Wechsel der Phasenlage, sind gegenüber der unwuchterzwungenen Schwingung gering. Beim Magnetlager werden die Lagereigenschaften (Lagersteifigkeit und Lagerdämpfung) geregelt.

WETZELSBERGER untersucht in [62] die Instabilitätsgrenze eines fliegend gelagerten Rotors, der an seinem Ende zwei Kammern hat. Die eine Kammer ist teilweise mit Wasser,

die andere mit Öl gefüllt. Der Inhalt der Arbeit [62] ist für diese Arbeit nicht von Interesse, sondern lediglich der experimentelle Versuchsstand, der ebenfalls die Idee von MEINKE und ZIPPE aus der Patentschrift [66] nutzt, um in den überkritischen Drehzahlbereich zu fahren. Sein Versuchsstand hat ein Fanglager, das in Axialrichtung des Rotors verschiebbar ist. Konische Oberflächen auf dem Rotor und auf dem Fanglager sorgen dafür, dass das System zwei Zustände haben kann. Das Fanglager ist in Kontakt mit dem Rotor und wirkt als zusätzliche Lagerung ohne Spiel, oder das Fanglager hat keinen Kontakt mit dem Rotor. Die Verschiebung erfolgt hydraulisch. Die Konusflächen haften im unteren Drehzahlbereich fest aufeinander. Das Abziehen des Fanglagers erfolgt sprunghaft, was zur Anregung der Eigenfrequenzen des Rotors führt. WETZELBERGER beobachtet dabei unmittelbar nach dem Abziehen des Fanglagers sehr große Schwingungsamplituden und harte Anstoßgeräusche. Am Ende fängt sich der Rotor wieder ohne Fanglagerkontakt. Die angeregten Biegeeigenfrequenzen und die Rotorpräzision führen bei höheren Drehfrequenzen allerdings dazu, dass sich der Rotor abermals an das Fanglager anlegt.

SIEVI untersucht in seiner Arbeit [53] einen LAVAL-Rotor in einem vier-, acht- oder zwölf-eckigen Fanglager und vergleicht die Ergebnisse mit dem Bewegungsverhalten in einem runden Fanglager. Die Grundform des mehreckigen Fanglagers ist viereckig. Elastisch aufgehängte acht- und zwölf-eckige Fanglager werden aus gegeneinander verdrehten weiteren viereckigen Fanglager realisiert. Jedes einzelne viereckige Fanglager ist unabhängig von den anderen elastisch aufgehängt, so dass in Eckbereichen zwei Kontaktelemente gleichzeitig auf den Rotor einwirken. Bei den Vergleichen geht SIEVI besonders auf die Arte der Bahnkurve (periodisch oder chaotisch, stationär oder instationär) ein, wobei er neben der Fanglagerkonfiguration die Steifigkeit des Fanglagers, den Spalt zwischen Fanglager und Rotor, die Dämpfung des Rotors und die Größe der Unwucht variiert. SIEVIS Ergebnisse zeigen, dass sehr weiche viereckige Fanglager im stationären Fall kreisähnliche Bahnkurven aufweisen. Bei höherer Fanglagersteifigkeit entstehen bei kleiner Drehzahl und großer Fanglagerdämpfung periodische Bahnkurven, die in ein chaotisches Bewegungsverhalten umschlagen, wenn sich die Drehzahl erhöht oder die Fanglagerdämpfung verringert. Eine große Fanglagerdämpfung erhöht die Laufruhe, steifere Fanglager verringern sie. Sind die Fanglager steif und der Spalt extrem eng, tritt eine Bahnkurve auf, bei der die Ecken vollständig ausgefahren werden. In den Ecken treten beim Wechsel der Kontaktelemente Eigenschwingungen auf. Die Bewegungsbahnen bei zwölf-eckigem Fanglager sind am kreisähnlichsten. Im Vergleich zum runden Fanglager sind bei einem Hochlauf die Amplituden des Rotors bei einem acht- und zwölf-eckigen Fanglagers geringer, und der Ablösepunkt liegt im höheren Drehzahlbereich. Bei einem viereckigen Fanglager sind die Amplitude weniger glatt und liegen näher an der Amplitude des runden Fanglagers. Der Ablösepunkt liegt bei niedrigeren Drehzahlen als der bei runden Fanglagern.

Im Gegensatz zu SIEVI zeigen SIMON und BROMMUNDT in [55] die Bewegung eines Rotors in einem mehreckigen Fanglager, das aus mindestens drei Ebenen, starren Wänden

besteht. Die Normal- und Tangentialkräfte während des Kontakts modellieren sie durch nichtlineare Kennlinien, die an einem frei pendelnden Rotor experimentell identifizierte wurden. SIMON und BROMMUNDT vergleichen die gemessenen Bewegungen des Rotors in dreieckigen, viereckigen und runden Fanglagern mit den numerisch berechneten Lösungen ihres Simulationsmodells. Sie können zeigen, dass sich bei konstanter Drehzahl periodische Bahnkurven einstellen. Die Bahngeschwindigkeit des Rotors und die Fanglagerkräfte nehmen mit geringerer Anzahl an Seitenwänden ab.

SIMONS und BROMMUNDTS Untersuchungen werden in [56] von SIMON weitergeführt. Er zeigt theoretisch und experimentell die Bewegung des Rotors bei konstanter Drehzahl, beim Hochlauf und beim Runterlauf. Dabei werden die Fanglagerform (Anzahl der Kontaktflächen, Länge der Kontaktflächen), die Kontaktparameter (Reibung, Kontaktdämpfung und Kontaktsteifigkeit) sowie Drehzahl, Unwucht, Fanglagerspiel und verschiedenen Anfangsbedingungen berücksichtigt. Bei polygonförmigen Fanglagern findet SIMON einen breiten Parameterbereich selbsterregter, periodischer Bewegungen, die im Vergleich zu runden Fanglagern durch geringere Bahngeschwindigkeiten und geringere Kontaktkräfte gekennzeichnet sind. Der Rotor löst sich beim Hochlauf von einem polygonförmigen Fanglager bei niedrigeren Drehzahlen als von einem runden Fanglager. Als beste Fanglagerform identifiziert er ein dreiseitiges Fanglager mit einem nachgiebigen, dämpfenden und reibungsarmen Kontakt.

NOVAK, LIEBICH und GASCH erweitern in [44] das Rotormodell von SIMON und BROMMUNDT auf einen elastischen Rotor, der in konventionellen Lagern gelagert ist und ein dreieckiges Fanglager als passive Durchlaufhilfe verwendet. Die Kontaktkraft wird linear angesetzt. Die Autoren untersuchen numerisch die Bahnkurve des Rotors und analysiert diese im Frequenzbereich. NOVAK et al. gehen speziell auf die Kontaktkraft zwischen dem Rotor und dem dreieckigen Fanglager ein. Sie variieren die Spaltweite, die Dämpfung des Rotors, die Reibung zwischen Rotor und Fanglager und die Steifigkeit in der Kontaktstelle. Weiterhin vergleichen sie diese Ergebnisse mit denen runder Fanglager. Sie zeigen, dass mit wachsendem Spalt die Kontaktkraft zwischen Rotor und Fanglager linear wächst. Eine Erhöhung der Rotordämpfung führt zur Verringerung der Kontaktkraft und der Rotoramplituden. Die Vergrößerung der Kontaktreibung zeigt keinen Einfluss auf die Kontaktkraft bis zu einem Wert der Reibung, an dem die Bewegung instabil wird. Eine geringe Vergrößerung der Kontaktsteifigkeit bewirkt dann ein starkes Anwachsen der Kontaktkraft. NOVAK identifiziert diesen Parameter als sehr sensitiv für die Kontaktkraft. Der Vergleich zeigt bei hohen Drehzahlen keinen signifikanten Unterschied zwischen den Lagertypen. Bei geringer Drehzahl hat das runde Fanglager eine geringere Kontaktkraft als das eckige. Abhängig von der Drehzahl stellen sich bei eckigen Fanglagern chaotische oder nicht chaotische Bahnkurven ein, wobei dies von dem Kontakt in den Ecken bestimmt wird.

In [6], [46], [12], [65], [8] und [19] werden weitere Lagermöglichkeiten vorgestellt, wobei die Autoren nicht explizit das Ablöseverhalten untersuchen.

BLACK stellt in [6] hydrostatische Lager in Kreislumpen vor. Er untersucht die dynamischen Lagerkräfte auf den Rotor und kann zeigen, dass die kritische Drehzahl durch große Dämpfung der hydrostatischen Lagern überwunden werden kann, wobei bei höherer Drehzahl allerdings Instabilitäten auftreten .

PENFIELD JR. und RODWELL arbeiten in [46] die Vor- und Nachteile von vier Fanglagern für Rotoren in Magnetlagern heraus, welche die Magnetlager bei Überlastung vor dem Rotor schützen können:

- Gleitlager sind günstig. Sie bestehen aus Bauteilen, die sich während des Bereitschaftsbetriebs nicht bewegen und daher potentiell keine Alterungserscheinungen aufweisen. Im Einsatz zeigen sie sich allerdings hohe Reibung und große Wärmeentwicklung.
- Kugellager mit Spiel sind ebenfalls günstig und entwickeln im Gegensatz zu Gleitlagern durch ihre geringe Reibung weniger Wärme. Sie weisen ein geringes Bauvolumen auf. Während der Beschleunigungsphasen besteht allerdings die Gefahr von Lagerschäden. Rollenlager neigen während des Bereitschaftsbetriebs zu Verfall. Es muss gewährleistet werden, dass sie nicht verschmutzen. Während des Bereitschaftsbetriebs müssen außerdem Bewegungen von Bauteilen verhindert werden, die sich frei drehen können.
- Rollenlager entwickeln ebenso wie Kugellager durch ihre geringe Reibung wenig Wärme. Der Nenndurchmesser des Rollenlagers kann im Gegensatz zum Kugellager stark verkleinert werden. Neben den Nachteilen, die auch das Kugellager hat, steigen bei Rollenlagern die Komplexität und damit die Kosten des Lagers.
- Rollenlager ohne Spiel haben wie solche mit Spiel eine geringe Reibung und dadurch eine geringe Wärmeentwicklung. Sie haben im Gegensatz zu Wälzlagern mit Spiel eine verlängerte Lebensdauer. Der Nenndurchmesser des Lagers kann bei gegebenem Rotordurchmesser und gegebener Rotordrehgeschwindigkeit im Gegensatz zu Rollenlagern mit Spiel reduziert werden. Allerdings hat das Rollenlager ohne Spiel die größte Komplexität und die damit verbundenen größten Kosten aller Lager. Auch das Rollenlager ohne Spiel muss vor Verschmutzung geschützt werden, und die Bewegung von Bauteilen, die sich frei bewegen können, muss ebenfalls während des Bereitschaftsbetriebs verhindert werden. Das Potential für Lagerschäden während der Beschleunigungsphasen ist geringer als bei den anderen Typen.

PENFIELDs Resume ist, dass der wesentliche Unterschied der verschiedenen Typen lediglich im Verschleiß und der Instandhaltung zu finden ist.

ZAPOMĚL beschreibt in [65] einen elastischen Rotor in hydrodynamischen Lagern. Der Querschnitt der hydrodynamischen Lager ist zitronenförmig.

DUTT und TOI untersuchen in [12] Polymere als Lageraufhängung zwischen dem Lagergehäuse und der Lagerhülse. Dabei sind die Polymere nicht über den gesamten äußeren Lagering sondern in einzelnen Sektoren angebracht. Sie zeigen, dass die Polymeraufhängung die unwuchterzwungene drehsynchrone Rotoramplitude reduziert und die Stabilitätsgrenze zu höheren Drehzahlen verschiebt.



BORMANN behandelt in [8] die Auslegung von Elastomerringen. Diese werden nicht wie bei DUTT als Lageraufhängung sondern als zusätzliches Dämpferelement bei Systemen genutzt, die von sich aus nur eine geringe Dämpfung aufweisen. Durch die Erhöhung der Dämpfung mittels Elastomerringe werden die Rotoramplituden im kritischen Drehzahlbereich verkleinert.

FLEMING, MURPHY, SAWICKI und POPLAWSKI stellen in [19] numerische Untersuchungen eines starren Rotors, gelagert in Kugellagern, vor. Die Kugellager haben fertigungsbedingt einen Spalt zwischen den Kugeln, dem Lagerinnenring und dem Lageraußenring. Bei Hoch- und Runterfahrten wurden die Amplituden des Rotors bei unterschiedlichen Spalten und unterschiedlichen Beschleunigungen miteinander verglichen. Ihre Untersuchungen zeigen, dass ein größerer Spalt im unterkritischen Bereich zu größeren Rotoramplituden führt, während die Spaltgröße im überkritischen Bereich kaum Einfluss auf die Rotoramplitude hat.

Durch immer leistungsfähigere Computer, Miniaturisierung der Elektronik und höhere Kosteneffizienz werden aktive Systeme zur Regelung der Rotoramplitude immer attraktiver. Daher beschäftigt sich die Forschung nach PFEIFFER in [47] seit den siebziger und achtziger Jahren immer intensiver mit der Möglichkeit, den Rotor aktiv zu beeinflussen und dadurch ein Fanglager als Resonanzdurchlaufhilfe überflüssig werden zu lassen. Die ersten Ideen der aktiven Lager entstanden im Zusammenhang mit der Stabilisierung extrem schnell laufender Gaszentrifugen für die Uran-Anreicherung. Dabei wurden zwei Richtungen eingeschlagen. Die eine war, den Rotor berührungslos mit aktiven Lagern (Magnetlagern) zu regeln. Die andere war, den Rotor über drehende Bauteile durch äußere Lagerschalen zu beeinflussen. Da diese Art der Rotorbeeinflussung meist mehr auf die regelungstechnischen Fragestellungen eingeht, wird im weiteren nur kurz die Lagerbeschreibung und deren Auswirkung auf den Rotor vorgestellt.

FÜRST beschreibt in [21] den regelungstechnischen Entwurf einer aktiven Lagerabstützung zur Schwingungsdämpfung biegeelastischer Rotoren. Es werden theoretische und experimentelle Untersuchungen an einem Modell gezeigt, das einen Stelleingriff über eine oder zwei aktive Lagerabstützungen und für Vergleichszwecke auch einen Stelleingriff über ein zusätzliches Magnetlager besitzt. Die aktive Lagerabstützung erfolgt über Wälz- oder Gleitlager, die durch jeweils zwei elektromagnetische Stellglieder das Lagergehäuse abstützen. Mit den aktiven Lagern und seiner Regelung kann FÜRST mehrere Biegeeigenschwingungen des Rotors beeinflussen.

LARSONNEUR zeigt in [37] schnelldrehende elastische Rotoren in Magnetlagern. Schwerpunkt der Betrachtung ist die Problematik der schnellen digitalen Regelung und das Durchfahren hochfrequenter kritischer Drehzahlen. LARSONNEUR unterstützt seine Betrachtung durch Anwendungsbeispiele und experimentelle Resultate. Er zeigt eine Möglichkeit zur aktiven Kompensation vorhandener Unwuchtschwingungen.

ALTHAUS und ULBRICH stellen in [4] ein aktives hydraulisches Lager vor. Vier Mem-

branen, die zylindrische Kammern abschließen, können durch Veränderung des Kammerdrucks Kräfte auf den Rotor aufbringen. Sie untersuchen experimentell das Übertragungsverhalten und passen ein Simulationsmodell an. ALTHAUS, STELTER, FELDKAMP und ADAM stellen daraufhin in [3] die Dimensionierung des Lagers vor und vergleichen zwei Regelkonzepte. Die Regleroptimierung erfolgt durch Maximierung der Dämpfung.

SANTOS stellt in [49] ein Kippsegmentlager vor, dessen vier Kippsegmente mit einem hydraulischen Aktuator gesteuert oder geregelt werden. Seine Untersuchungen zielen auf die Erhöhung der Dämpfungsreserve bei unterschiedlichen Drehzahlen. Desweiteren untersucht er aktiv geschmierte Gleitlager. In [50] erweitert SANTOS zusammen mit SCALABRIN und NICOLETTI seine Untersuchungen auf Mehrflächenlager.

WU und PFEIFFER stellen in [64] numerische Untersuchungen zu einem aktiven Gleitlager vor. Durch Regulieren des Ölzufusses können sowohl die Lagerdämpfung als auch die Lagersteifigkeit verändert werden.

Eine Steifigkeitsumschaltung der Lager wird auch von BLEKHMANN und DRESIG in [7] untersucht. Die Autoren betrachten dabei kein spezielles Lager, sondern beschreiben mit einfachen mechanischen Ersatzmodellen den Einfluss der Steifigkeitsumschaltung bei Schwingungssystemen, die beim Hochfahren oder Runterfahren durch die kritische Resonanz müssen.

BURO betrachtet in [9] verschiedene Aspekte elektrodynamischer Lager mit dem Ziel, ein mechatronisches Gesamtkonzept für die Lagerung elastischer Rotoren zu erstellen. Sein Schwerpunkt liegt in der Regelungstechnik. Er zeigt die Möglichkeiten, aber auch die Grenzen aktiver System.

EHMANN, ALIZADEH und NORDMANN zeigen in [16] einen elastischen Rotor, der in einem aktiven Lager läuft. Das Lager ist auf Piezostapelaktuatoren befestigt. Die Autoren zeigen, dass eine aktive Dämpfung von Rotoreigenfrequenzen mit Piezostapelaktuatoren praktisch möglich ist. Wenn die Aktuatorsteifigkeit sehr hoch ist, verändert sich bei Ausfall der Aktuatoren das dynamische Verhalten des Rotors nur unwesentlich.

DECKLER, VEILLETTE, BRAUN und CHOY stellen in [11] eine Regelung für eine aktive Kippsegmentlagerung vor. Die Kippsegmente werden dabei mit Piezoaktuatoren verstellt. Experimentell können sie eine Amplitudenverkleinerung bei stationärer Drehzahl zeigen.

HORST untersucht in [27] das dynamische Verhalten eines Rotors, der mit Piezoaktuatoren beeinflusst wird. Die Beeinflussung geschieht entweder über ein Wälzlager, das auf Piezostapelaktuatoren befestigt ist oder über Piezoaktuatorelemente, die direkt auf der Welle angebracht sind. Zudem zeigt HORST, wie die Piezostapelaktuatoren als elektromechanische Tilger verwendet werden können.

Ähnliche Untersuchungen wie HORST zeigt ALIZADEH in [2]. Sein Schwerpunkt liegt in der Entwicklung eines regelungstechnischen Konzepts für eine aktive Lagerabstützung zur

Schwingungsdämpfung. Dabei werden konventionelle Wellenlager durch Stellglieder am Gehäuse abgestützt.

GENTA, TONOLI, AMATI, MACCHI, SILVAGNI, VISCONTI und CARABELLI stellen in [22] einen elektromagnetischen Wirbelstromdämpfer für passive und semiaktive Regelungen von Rotorschwingungen vor. Sie verwirklichen den Wirbelstromdämpfer entweder elektrodynamisch über die Lorentzkraft oder elektromagnetisch wie in einer Tauchspule.

Auch NIGHI, DUTT und IRRETIER stellen in [43] ein Verfahren vor, bei dem ein elektromagnetischer Aktuator die transversalen Schwingungen eines Rotors regelt. Ihre theoretischen Untersuchungen basieren auf dem Modell eines Elektromagneten, der in Lagernähe um den elastischen Rotor platziert ist.

KRODKIEWSKI, SONG und CHEN zeigen in [35] die Simulation eines elastischen Rotors in einem aktiven Öllager. Das Lager hat drei flexible Schwingen, deren Positionen durch Verändern des Druckes geregelt werden können. Die untere Schwinge übernimmt die Lagerlast und die passive Regelung der Schwingungen. Die anderen zwei Schwingen übernehmen die aktive Regelung des Systems. Die Autoren zeigen, dass durch die Regelung der unteren Schwinge der stabile Drehzahlbereich um den Faktor drei vergrößert werden kann und mit den aktiven Komponenten die erzwungenen Schwingungen reduziert werden können.

JIANG, ULBRICH und CHAVEZ untersuchen numerisch in [30] die Regelung eines Rotors mit aktivem Fanglager, die während eines Rotor-Fanglager-Kontakts den Reibeinfluss auf den Rotor reduziert und den Rotor damit stabilisiert. Die Autoren können zeigen, dass es mit einer einfachen PD-Regelung möglich ist, die Kontaktkraft zwischen Rotor und Fanglager zu eliminieren.

Untersuchungen in [59], [33], [51], [23] und [10] beeinflussen mit Hilfe von Magnetlagern oder elektromagnetischen Aktuatoren die Kontaktkraft.

ULBRICH, CHAVEZ und DHIMA stellen in [59] ein Regelungskonzept vor, das auf die Minimierung der Kontaktkraft zwischen Rotor und Fanglager ausgelegt ist. Das Fanglager ist auf magnetischen Aktuatoren befestigt. Die numerischen Simulationen zeigen, dass die Kontaktkraft und die Rotoramplitude mit der Regelung signifikant verringert werden können.

KEOGH, COLE, SAHINKAYA und BURROWS zeigen experimentell in [33], dass bei Überlastung eines Magnetlagers eine Phasenänderung eintritt, wenn der Rotor sich an ein Fanglager anlegt. Die Phasenänderung ist dabei so signifikant, dass Regelungen, die auf lineare Systeme ohne Kontakt ausgelegt sind, ineffektiv werden und zu einer erheblichen Verschlechterungen der Rotordynamik führen. Die Autoren stellen eine Magnetlagerregelung vor, die den Rotor in Kontakt mit dem Fanglager wieder in den kontaktlosen Zustand bringen kann. Die Voraussetzung ist dabei, dass das Magnetlager zwar überlastet, aber nicht ausgefallen ist und deswegen als Aktuator verwendet werden kann. In [51] führen SCHLOTTER und



KEOGH diese Untersuchungen weiter.

GINZINGER und ULBRICH zeigen in [23] experimentelle Untersuchungen zu aktiven Fanglagern, die während der Anlegephase des Rotors an das Fanglager für einen glatten Übergang bis zum vollständigen Kontakt sorgen sollen. Dazu ist das Fanglager auf zwei elektromagnetischen Aktuatoren angebracht. Sie regeln das Fanglager so, dass die Kontaktkraft und damit die Rotorauslenkung beim Zurückprallen verringert werden.

SIMÕES, STEFFEN, HAGOPIAN und MAHFOUD untersuchen in [54] experimentell und numerisch einen elastischen Rotor in einem aktiven Lager. Das aktive Lager ist über Stäbe mit dem Gehäuse verbunden. Zwei piezoelektrische Aktuatoren dienen als Massenkraftaktor. Die Untersuchungen zeigen, dass durch eine geeignete Regelung das Amplitudenmaximum bei stationärem Betrieb um 20 dB gedrückt und bei transients Erregung die Einschwingzeit von 0.3 auf 0.05 Sekunden reduziert werden kann.

CADE, SAHINKAYA, BURROWS und KEOGH untersuchen numerisch in [10] aktive Fanglager und vergleichen sie mit passiven. Die aktiven Fanglagern könnten, so die Autoren, mit Piezoaktuatoren realisiert werden. Eine Regelung zur Reduzierung der Kontaktkraft wird von ihnen vorgestellt. Der Vergleich zwischen aktiven und passiven Fanglagern wird anhand von Rotor-Absturz-Tests, wiederholtem Anstreifen und plötzlicher Erhöhung der Rotorunwucht gezogen. Die aktiven Fanglager zeigten in allen Versuchen eine Reduzierung der Kontaktkraft.

Ein weiterer Forschungszweig untersucht die Auswirkungen bei Rotorabstürzen, wie sie zum Beispiel bei einem Ausfall der Magnetlager vorkommen. In [17], [18], [45], [25], [32], [31], [24], [67] und [36] werden dabei die Fanglager nicht als Resonanzdurchlaufhilfen betrachtet, sondern kommen als Notlager erst zum Einsatz, wenn der Rotor einen betriebsuntypischen und schädlichen Bewegungszustand erreicht.

Hinweise auf semiaktive Verstellungen des Fanglagerspalts finden sich in [66] und [62]. Die Auswirkung auf den Rotor bei unterschiedlichen Spaltweiten, ohne den Spalt während des Betriebes zu verstellen, findet sich in [44], [19], [15] und [61]. In [1] und [7] wird die aktive Steifigkeitsumschaltung eines Rotors diskutiert, welche die gleiche Auswirkung auf den Rotor zeigt, wie die Spaltverstellung von Spaltweite  $s = 0$  auf  $s = \infty$ . Hinweise auf semiaktive Verstellungen der Reibung zwischen Rotor und Fanglager finden sich in [30]. In [44], [15] und [61] wird die Auswirkung auf den Rotor bei unterschiedlichen Reibwerten behandelt, ohne die Reibung während des Betriebes aktiv oder semiaktiv zu verstellen.

## 1.4 Inhalt und Gliederung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit untersucht den Einfluss der Spaltverstellung und der Reibverstellung zwischen Rotor und Fanglager auf die Rotordynamik. Mit den Ergebnissen soll gezeigt werden, dass durch Spaltverstellung oder durch Reibverstellung ein vorzeitiges Ablösen

des Rotors vom Fanglager erreicht werden kann, so dass nur noch ein geringerer Drehzahlbereich unter Kontakt durchfahren werden muss, was wiederum die maximale Rotoramplitude verringert.

Dazu wird zunächst in Kapitel 2 das Rotor-Fanglager-System anhand der Eigenfrequenzen des Rotors, des Fanglagers und des gekoppelten Rotor-Fanglager-Systems charakterisiert und in Systemklassen eingeteilt. Zudem werden die möglichen Bewegungsformen bei Rotor-Fanglager-Kontakt beschrieben.

In Kapitel 3 werden das Rotormodell, das Fanglagermodell und das Kontaktmodell für analytische und numerische Untersuchungen sowie der Versuchsstand für die begleitenden Experimente vorgestellt.

Die Kapitel 2 und 3 basieren auf der Arbeit von WEGENER in [61], die von EHEHALT in [15] prägnant zusammengefasst und um die möglichen Bewegungsformen erweitert wurde. Zum Verständnis der vorliegenden Arbeit werden in den Kapiteln 2 und 3 der vorliegenden Arbeit Teile aus der Arbeit von EHEHALT übernommen, an die Fragestellung dieser Arbeit angepasst und entsprechend erweitert.

In Kapitel 4 wird die Dynamik des Rotor-Fanglager-Systems bei semi-aktiver Veränderung der Spaltweite untersucht. Es wird eine Näherungsformel hergeleitet, die die Maximalamplitude eines Rotors bei sofortigem Ablösen vom Fanglager abschätzt. Zudem werden numerische und experimentelle Ergebnisse für den Fall vorgestellt, dass sich der Rotor nicht sofort vom Fanglager löst.

Kapitel 5 behandelt die Dynamik des Rotor-Fanglager-Systems bei semi-aktiver Veränderung der Reibung zwischen Rotor und Fanglager.

Kapitel 6 gibt eine Zusammenfassung der Ergebnisse, zeigt das Gewinnpotential von Fanglagern mit Spalt- oder Reibwertverstellung auf und gibt einen Ausblick auf ausstehende weiterführende Untersuchungen.

## Kapitel 2

# Übersicht über die Dynamik bei Rotor-Fanglager-Kontakt

Wenn die Rotoramplitude größer ist als der Spalt zwischen Rotor und Fanglager, legt sich der Rotor an das Fanglager an. Auch wenn Rotor und Fanglager linear sind, entsteht ein gekoppeltes System, das durch die Kinematik des Kontakts nichtlinear ist. Die Nichtlinearität führt dazu, dass bei derselben Systemanregung unterschiedliche Typen von Systemantworten parallel existieren können. Typische Systemantworten beim Rotor-Fanglager-Kontakt sind

- die unwuchterregte drehsynchrone Bewegung,
- die (fast) drehsynchronen Bewegung (Spiralschwingung),
- die vorwärts gerichtete, reguläre multifrequente Bewegung (Forward Whirl),
- die rückwärts gerichtete, reguläre multifrequente Bewegung (Backward Whirl),
- die subharmonische Bewegung mit drehzahlproportionalen Frequenzen,
- die superharmonische Bewegung mit drehzahlproportionalen Frequenzen,
- die Bewegung mit Seitenbändern um die Drehfrequenz und
- die chaotische Bewegung.

Die einzelnen Bewegungsformen können durch ihre Orbits und ihre Spektren unterschieden werden. Eine sehr detaillierte Untersuchung der Bewegungsformen zeigt EHEHALT in [15]. In Unterkapitel 2.1 dieser Arbeit werden die Unterscheidungsmerkmale kurz vorgestellt, wobei die Spiralschwingung (siehe [42]) als Sonderform der (fast) drehsynchronen Bewegung nicht diskutiert wird.

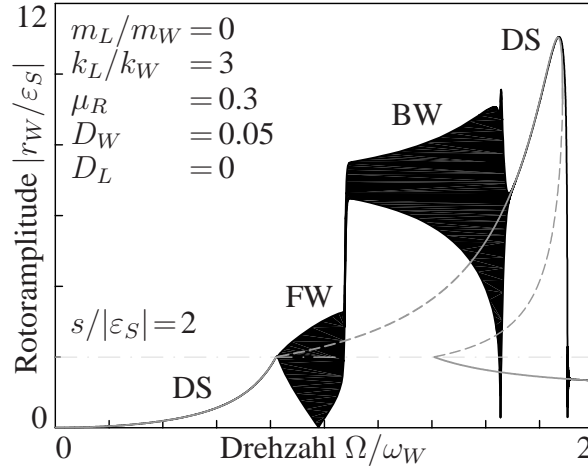
In Unterkapitel 2.2 werden Systemklassen von Rotor-Fanglager-Systemen vorgestellt, für die getrennt in den Kapiteln 4 und 5 die Dynamik bei Spalt- und bei Reibverstellung untersucht wird. Neben der drehsynchronen unwuchterzwungenen Bewegung wird besonders der Backward Whirl als nichtdrehsynchrone Bewegung untersucht, da er häufig für mehrfache Wellenbrüche verantwortlich ist (siehe [48]).

## 2.1 Unterscheidungsmerkmale der Bewegungsformen

Bild 2.1 zeigt die Rotoramplituden bei einem numerisch simulierten quasistationären Hochlauf, bei dem verschiedene Bewegungsformen durchlaufen werden. Die zusätzlichen grau-

en Hilfskurven zeigen die analytisch berechnete Rotorauslenkung bei drehsynchroner Bewegung (DS), wobei gestrichelte Linien instabile Bereiche dieser Bewegung repräsentieren.

Im unteren Drehzahlbereich ( $0 \leq \Omega/\omega_W \leq 0.82$ ) besteht kein Rotor-Fanglager-Kontakt und die Rotorbewegung ist trivialerweise drehsynchron. Bereits beim ersten Kontakt des Rotors mit dem Fanglager wird die drehsynchrone Bewegung instabil. Es stellt sich der Forward Whirl (FW) ein. Im weiteren Verlauf des Hochlaufs wird (bei  $\Omega \approx 1.08\omega_W$ ) auch diese Bewegungsform instabil und die Bewegung wechselt zum Backward Whirl (BW). Dabei wird die Rotoramplitude sehr groß. Bei  $\Omega \approx 1.69\omega_W$  kehrt die Bewegung wieder zurück zum drehsynchronen Ast unter Kontakt und verbleibt dort bis zum Ablösen des Rotors vom Fanglager (bei  $\Omega \approx 1.9\omega_W$ ). Oberhalb dieser Drehzahl besteht kein Kontakt mehr, die Amplituden sind klein und die Bewegung ist drehsynchron.

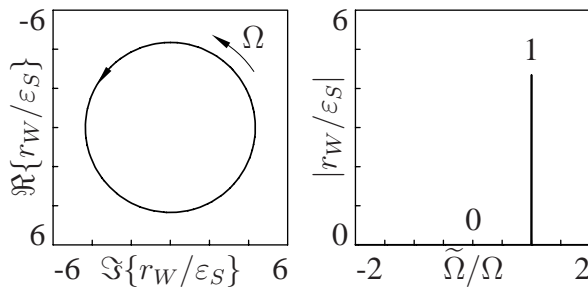


**Bild 2.1:** Simulierte Rotoramplituden bei verschiedenen Bewegungsformen bei einem Hochlauf, aus [15].

Der wichtigste Unterschied zwischen Forward Whirl (FW) und Backward Whirl (BW) ist in Bild 2.1 nicht erkennbar. Ihre unterschiedlichen Eigenschaften sind nur in ihren Spektren und ihren Orbits zu sehen. Im Spektrum stellen Linien bei positiven Frequenzen  $\tilde{\Omega} > 0$  Bewegungsanteile dar, die mit der Rotordrehung umlaufen, Linien bei negativen Frequenzen  $\tilde{\Omega} < 0$  solche, die entgegengesetzt zur Rotordrehung umlaufen.

### • Drehsynchrone Bewegung

Bei der drehsynchronen Bewegung folgt die Rotorbewegung der mit der Drehzahl  $\Omega$  umlaufenden Unwucht, so dass sich ein kreisrunder Orbit ergibt. Das Spektrum weist bei der drehsynchronen Bewegung nur eine singuläre Linie exakt bei der Drehzahl  $\Omega$  auf.

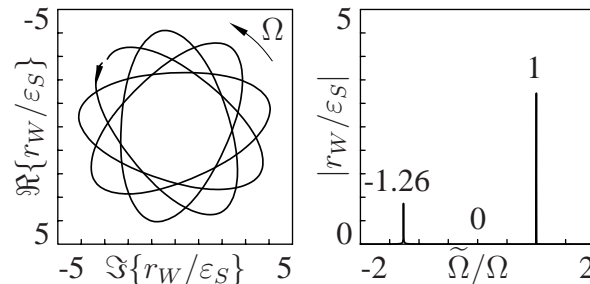


**Bild 2.2:** Rotororbit und Spektrum der drehsynchronen Bewegung, aus [15].

Die drehasynchrone Bewegung infolge einer Unwucht stellt sich immer dann ein, wenn der Rotor nicht im Kontakt mit dem Fanglager ist. Sie existiert aber auch in Bereichen, in denen der Rotor das Fanglager berührt.

#### • Forward Whirl

Tritt neben der drehfrequenten Komponente mit  $\Omega$  eine weitere Frequenzkomponente auf, so ist der Orbit nicht mehr kreisrund, sondern rosettenförmig. Beim Forward Whirl ist der drehasynchrone Anteil dominant. Neben dem drehasynchronen Anteil enthält die Rotorbewegung aber mindestens einen weiteren Frequenzanteil,



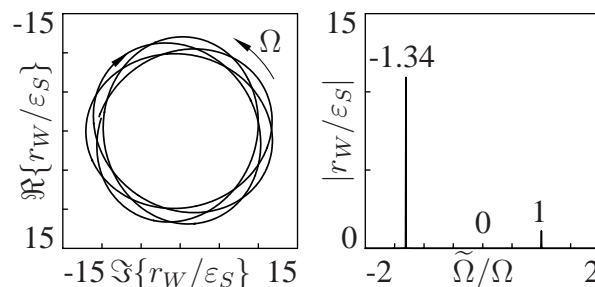
**Bild 2.3:** Rotororbit und Spektrum beim Forward Whirl aus [15].

welcher entgegen der Drehrichtung des Rotors umläuft. Um einen Forward Whirl handelt es sich allerdings nur, wenn die Amplitude der Komponente mit negativer Frequenz kleiner ist als die Amplitude der drehasynchronen Komponente. Nur dann durchläuft der Rotormittelpunkt den Orbit in Rotordrehrichtung.

Der Forward Whirl kann bei einem System mit sehr leichtem Fanglager auftreten, bei dem die drehasynchrone Bewegung direkt nach dem ersten Kontakt des Rotors mit dem Fanglager instabil wird. Beim Forward Whirl kann der Kontakt sowohl kontinuierlich als auch partiell sein.

#### • Backward Whirl

Dominiert die rückwärts gerichtete Komponente im Spektrum, so spricht man vom Backward Whirl. Der Orbit beim Backward Whirl sieht dem Orbit des Forward Whirls sehr ähnlich. Allerdings wird er entgegen der Drehrichtung des Rotors durchlaufen. Die Rotoramplitude ist meistens um ein vielfaches größer als beim Forward Whirl.



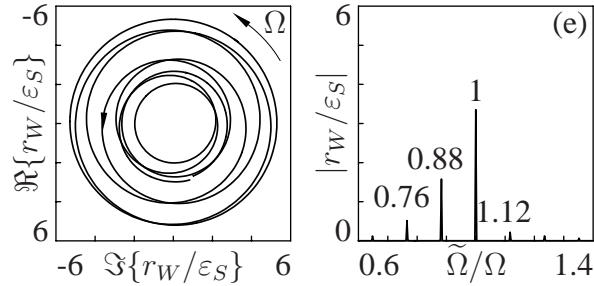
**Bild 2.4:** Rotororbit und Spektrum beim Backward Whirl aus [15].

#### • Bewegung mit Seitenbändern um die Drehfrequenz mit drehzahlproportionalen Frequenzen

Als Seitenbänder bezeichnet man die Anhäufung mehrerer Komponenten mit kleinen Amplituden, deren Frequenzen um die Drehfrequenz angeordnet sind. Die drehfrequent Komponente hat eine große Amplitude. Die Frequenzabstände  $\Delta\tilde{\Omega}$  zwischen den einzelnen Komponenten sind konstant, und es gilt  $\Delta\tilde{\Omega} \ll \Omega$ . Die Frequenzen der einzelnen Komponenten

ten müssen kein rationales Vielfaches der Drehfrequenz sein. Der Orbit ist ungleichmäßig und in den meisten Fällen nicht geschlossen.

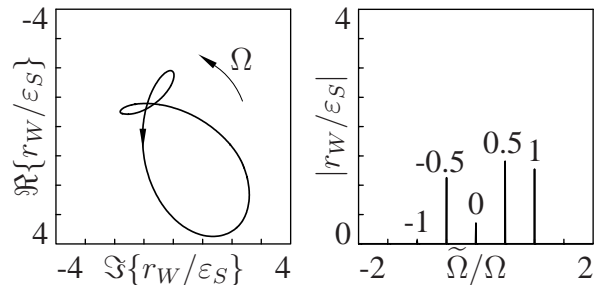
Ein Rotor-Fanglager-System mit einem leichten Fanglager hat keine überhängenden Amplituden- und Phasenkurven. Ein möglicher instabiler Bereich der drehsynchronen Bewegung liegt bei überkritischen Drehzahlen. In diesem höheren Drehzahlbereich stellt sich meist eine Bewegung mit Seitenbändern ein.



**Bild 2.5:** Rotororbit und Spektrum bei der Bewegung mit Seitenbändern aus [15].

#### • Subharmonische Bewegung mit drehzahlproportionalen Frequenzen

Bei der subharmonischen Bewegung treten im Spektrum neben der Drehfrequenz  $\Omega$  Anteile auf, deren Frequenzen betragsmäßig kleiner als  $\Omega$  sind. Der Frequenzabstand  $\Delta\tilde{\Omega}$  ist ein rationaler Bruchteil der Drehfrequenz  $\Omega$ . Bei dem dargestellten Orbit beträgt  $\Delta\tilde{\Omega} = 0.5\Omega$ , so dass nach zwei Rotorumdrehungen der Ausgangspunkt wieder erreicht wird.



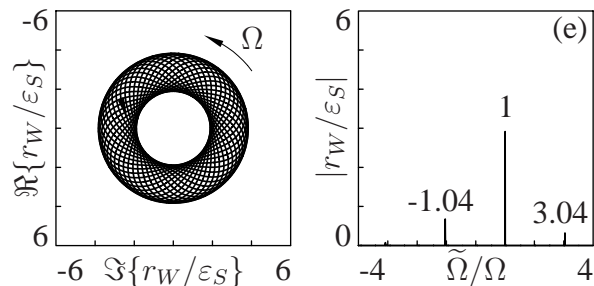
**Bild 2.6:** Rotororbit und Spektrum einer subharmonischen Bewegung mit drehzahlproportionalen Frequenzen aus [15].

Eine subharmonische Bewegung kann bei einem leichten Fanglager im überkritischen Drehzahlbereich auftreten, wenn das Fanglager gegenüber dem Rotor einen Versatz hat.

#### • Superharmonische Bewegung mit drehzahlproportionalen Frequenzen

Das Spektrum der superharmonischen Bewegung mit drehzahlproportionaler Frequenz zeigt neben der Drehfrequenz  $\Omega$  höherharmonische Anteile mit  $|\tilde{\Omega}| \geq \Omega$ . Dabei hat der Frequenzabstand  $\Delta\tilde{\Omega}$  nicht notwendigerweise ein rationales Verhältnis zur Drehfrequenz. Für das gezeigte Beispiel beträgt er  $\Delta\tilde{\Omega} \approx 2\Omega$ .

Die dargestellte superharmonische Bewegung mit drehzahlproportionalen Frequenzen tritt bei Systemen mit schweren Fanglagern auf, und zwar bei einer unterkritischen Drehzahl, bei der die drehsynchrone Bewegung auf einer Lösungsinsel instabil ist.



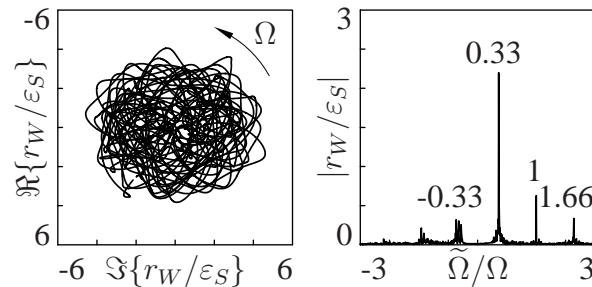
**Bild 2.7:** Rotororbit und Spektrum bei der superharmonischen Bewegung aus [15].



### • Chaotische Bewegung

Die chaotische Bewegung ist gekennzeichnet durch einen unregelmäßigen Orbit. Schon bei kleiner Veränderung der Anfangsbedingungen oder der Parameter ergibt sich ein völlig anderes Aussehen des Orbits. Das Bewegungsverhalten reagiert empfindlich auf minimale Veränderungen. Die Bewegung enthält eine Vielzahl von Frequenzkomponenten mit beliebig dicht beieinander liegenden Frequenzen. Einzelne Frequenzanteile, wie z. B. die Drehfrequenz, können deutlicher ausgeprägt sein als andere.

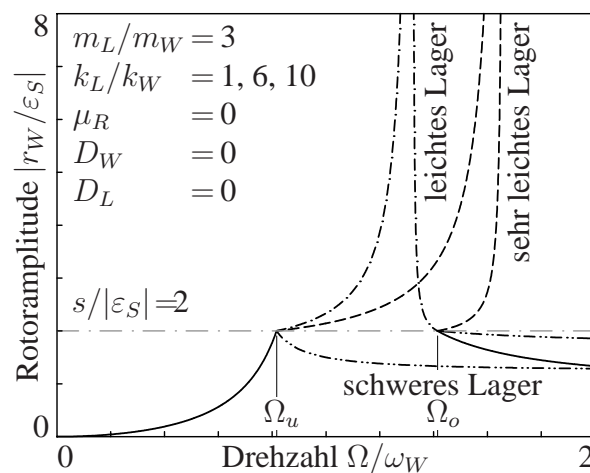
Chaotische Bewegungen können bei jeder Klasse von Rotor-Fanglager-Systemen (sehr leichte bis schwere Fanglager) auftreten. Meistens erfolgt der Übergang von einer regulären Bewegungsform zur chaotischen Bewegung nicht schlagartig, häufig geht der chaotischen Bewegung eine Periodenvervielfachung voran.



**Bild 2.8:** Rotororbit und Spektrum bei der chaotischen Bewegung aus [15].

## 2.2 Systemklassen von Rotor-Fanglager-Systemen

Gemäß [61] und [15] gibt es drei verschiedene Formen der Amplitudenkurven der unwuchterregten drehsynchronen Rotorbewegung, die in Bild 2.9 dargestellt sind. Für bestimmte Parameterwerte hat die Amplitudenkurve des ungedämpften Rotor-Fanglager-Systems eine Unendlichkeitsstelle, für andere geht sie trotz Kontakt nicht über die Spaltweite  $s$  hinaus. Hat die Amplitudenkurve eine Unendlichkeitsstelle, kann sie überhängen oder aufgerichtet sein. Diese charakteristischen Eigenschaften führen zur Unterscheidung von drei Klassen von Rotor-Fanglager-Systemen. Die Abgrenzung zwischen den Systemklassen erfolgt mittels charakteristischer Systemfrequenzen.



**Bild 2.9:** Verschiedene Formen von Amplitudenkurven aus [15].

Naheliegende Kriterien zur Klassifizierung von Rotor-Fanglager-Systemen sind zunächst die Relationen zwischen den Eigenfrequenzen des Rotors, des Fanglagers und eines fiktiven, starr miteinander gekoppelten Rotor-Fanglager-Systems.

Die Eigenfrequenz des Rotors ist

$$\omega_W = \sqrt{\frac{k_W}{m_W}}, \quad (2.1)$$

die des Fanglagers ist

$$\omega_L = \sqrt{\frac{k_L}{m_L}}, \quad (2.2)$$

und die Koppelleigenfrequenz des starr verbundenen Gesamtsystems beträgt

$$\omega_{WL} = \sqrt{\frac{k_W + k_L}{m_W + m_L}}. \quad (2.3)$$

Letztere liegt immer zwischen der Rotoreigenfrequenz  $\omega_W$  und der Fanglagereigenfrequenz  $\omega_L$ .

Sofern die unwuchterzwungene Rotoramplitude des ungedämpften Rotor-Fanglager-Systems eine Unendlichkeitsstelle hat, liegt diese bei

$$\Omega_\infty = \omega_{WL} = \sqrt{\frac{k_W + k_L}{m_W + m_L}} \quad (2.4)$$

Bei sehr großen Rotor- und Fanglagerauslenkungen ( $|r_W| \gg s$  und  $|r_L| \gg s$ ) hat die Spaltweite  $s$  kaum noch Einfluss auf das dynamische Verhalten des Rotor-Fanglager-Systems und mit  $r_W \rightarrow \infty$  verschwindet ihr Einfluss völlig. Gleichzeitig gibt  $\Omega_\infty$  die Unendlichkeitsstelle der überhängenden Resonanzkurve an.

Neben den drei Eigenfrequenzen gibt es noch die beiden weiteren charakteristischen Frequenzen  $\Omega_u$  und  $\Omega_o$ : Diese sind gerade die Drehfrequenzen, bei denen der Betrag der Rotorauslenkung ohne Fanglagerkontakt die Spaltweite erreicht. Sie liegen im ungedämpften Fall bei

$$|\hat{r}_W(\Omega_{u/o})| = \frac{m_W |\varepsilon_S| \Omega_{u/o}^2}{|k_W - m_W \Omega_{u/o}^2|} = s. \quad (2.5)$$

Auflösen liefert für diese Bedingung die beiden Drehzahlen

$$\Omega_u = \omega_W \sqrt{\frac{s}{s + |\varepsilon_S|}} \quad \text{und} \quad \Omega_o = \omega_W \sqrt{\frac{s}{s - |\varepsilon_S|}}. \quad (2.6)$$

Bei der Drehfrequenz  $\Omega_u$  erreicht die quasistationäre Rotoramplitude beim Hochlauf die Spaltweite und bei  $\Omega_o$  beim Auslauf aus dem selbstzentrierten überkritischen Betrieb. Die zweite charakteristische Frequenz  $\Omega_o$  existiert nur, wenn die Exzentrizität  $\varepsilon$  kleiner als die Spaltweite  $s$  ist.



Welche Form die Amplitudenkurve hat, hängt von den Relationen der genannten charakteristischen Frequenzen ab. Neben den Frequenzen haben aber auch die Dämpfungen von Rotor und Fanglager einen gewissen Einfluss auf die Abgrenzung der Systemklassen. Keinen Einfluss auf die Abgrenzung hat jedoch die Reibung in der Kontaktfläche. Im weiteren Verlauf werden die exakten Grenzen zwischen den einzelnen Systemklassen und damit den Amplitudenformen für ungedämpfte Rotor-Fanglager-Systeme angegeben.

• **Sehr leichtes Fanglager**

Ein Rotor-Fanglager-System wird als System mit sehr leichtem Fanglager bezeichnet, wenn seine Amplituden- und Phasenkurven überhängen. Überhängen setzt voraus, dass die Frequenz  $\Omega_\infty$  der Unendlichkeitsstelle der Amplitudenkurve oberhalb von  $\Omega_o$  liegt,

$$\Omega_o < \omega_{WL} . \quad (2.7)$$

Daraus folgt als Bedingung für die Koppeleigenfrequenz für ein System mit sehr leichtem Fanglager

$$\omega_W \sqrt{\frac{s}{s - |\varepsilon_S|}} < \omega_{WL} < \omega_L . \quad (2.8)$$

Bei einem System mit sehr leichtem Fanglager sind die Fanglagereigenfrequenz  $\omega_L$  und die Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  immer deutlich größer als die Rotoreigenfrequenz  $\omega_W$ . Aus Gleichung (2.8) folgt, dass für eine kleine Spaltweite  $s \leq |\varepsilon_S|$  die Amplitudenkurve nicht überhängen kann.

• **Leichtes Fanglager**

Ein leichtes Fanglager ist charakterisiert durch eine aufgerichtete, aber nicht überhängende Amplitudenkurve. Bei gleicher Steifigkeit ist das Fanglager damit schwerer als bei einem System mit sehr leichtem Fanglager, aber leichter als bei einem System mit schwerem Fanglager. Bei einem System mit leichtem Fanglager muss die Koppeleigenfrequenz zwischen  $\Omega_u$  und  $\Omega_o$  liegen,

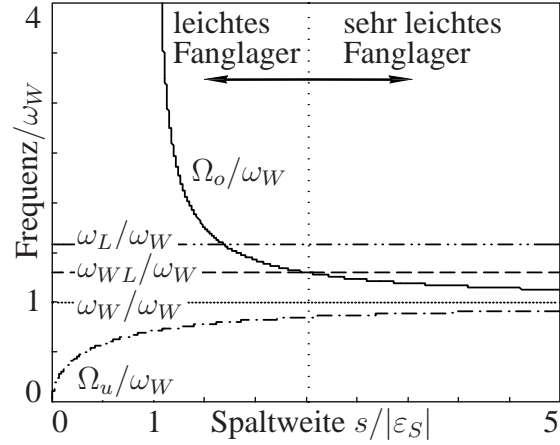
$$\Omega_u < \omega_{WL} < \Omega_o . \quad (2.9)$$

Daraus folgt als Relation für die Koppeleigenfrequenz

$$\omega_W \sqrt{\frac{s}{s + |\varepsilon_S|}} < \omega_{WL} < \omega_W \sqrt{\frac{s}{s - |\varepsilon_S|}} . \quad (2.10)$$

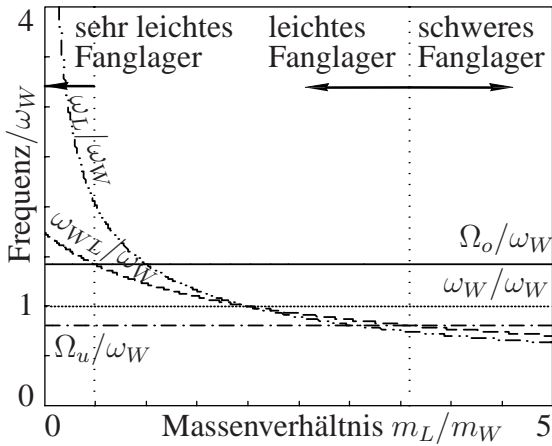
Die Frequenzen  $\Omega_u$  und  $\Omega_o$  sind abhängig vom Fanglagerspalt  $s$ , vom Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$  und vom Massenverhältnis  $m_L/m_W$  des Fanglagers zum Rotor. Je nachdem, ob die Frequenz  $\Omega_o$  größer oder kleiner als die Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  des starr verbundenen Gesamtsystems ist, liegt ein „sehr leichtes Fanglager“ oder ein „leichtes Fanglager“ vor.

Bild 2.10 zeigt die Abhängigkeit der einzelnen Frequenzen vom Spalt  $s$ . Die Eigenfrequenzen  $\omega_L$ ,  $\omega_{WL}$  und  $\omega_W$  (bezogen auf  $\omega_W$ ) sind unabhängig von der Spaltweite. Die Drehfrequenzen  $\Omega_u$  und  $\Omega_o$  nähern sich mit wachsendem Spalt asymptotisch der Eigenfrequenz  $\omega_W$  des Rotors.  $\Omega_u$  beginnt für den Spalt  $s = 0$  bei 0.  $\Omega_o$  geht bei einem Spalt  $s = |\varepsilon_S|$  gegen Unendlich. Für  $s < |\varepsilon_S|$  wird  $\Omega_o$  komplex. In diesem Fall löst sich der Rotor bei wachsender Drehfrequenz  $\Omega$  niemals mehr vom Fanglager. Es handelt sich um ein System mit „leichtem Fanglager“.

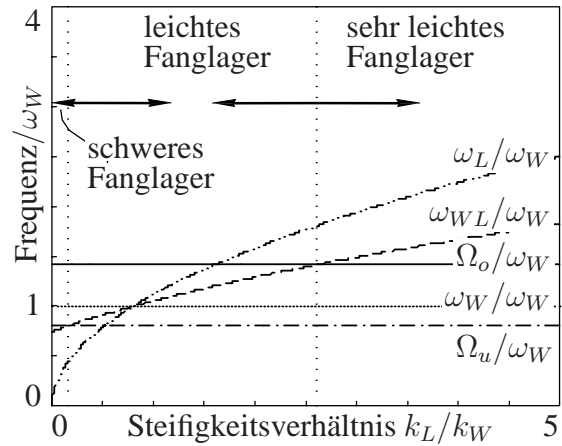


**Bild 2.10:** Frequenzen in Abhängigkeit vom Spalt bei  $k_L/k_W = 2$  und  $m_L/m_W = 0,8$

Bild 2.12 zeigt die Abhängigkeit der einzelnen Frequenzen vom Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$  des Fanglagers zum Rotor. Bild 2.11 zeigt die Abhängigkeit der einzelnen Frequenzen vom Massenverhältnis  $m_L/m_W$  des Fanglagers zum Rotor.



**Bild 2.11:** Frequenzen in Abhängigkeit vom Massenverhältnis bei  $s = 2|\varepsilon_S|$  und  $k_L/k_W = 2$ .



**Bild 2.12:** Frequenzen in Abhängigkeit vom Steifigkeitsverhältnis bei  $s = 2|\varepsilon_S|$  und  $m_L/m_W = 0,8$ .

Die Eigenfrequenz  $\omega_W$  und die Drehfrequenzen  $\Omega_u$  und  $\Omega_o$  (bezogen auf  $\omega_W$ ) sind unabhängig vom Massen- oder Steifigkeitsverhältnis. Die Linien der Eigenfrequenzen  $\omega_L$  und  $\omega_{WL}$  schneiden sich immer bei der Eigenfrequenz  $\omega_W$  des Rotors, wenn das Steifigkeitsverhältnis und das Massenverhältnis von Fanglager zu Rotor gleich groß sind,  $k_L/k_W = m_L/m_W$ . Für  $k_L/k_W < m_L/m_W$  ist die Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  des starr verbundenen Gesamtsystems kleiner als die Eigenfrequenz  $\omega_L$  des Fanglagers, für  $k_L/k_W > m_L/m_W$  ist sie größer.

- **Schweres Fanglager**

Von einem Rotorsystem mit schwerem Fanglager kann gesprochen werden, wenn

$$\omega_{WL} < \Omega_u \quad (2.11)$$

ist, woraus als Frequenzrelation

$$\omega_L < \omega_{WL} < \omega_W \sqrt{\frac{s}{s + |\varepsilon_S|}} \quad (2.12)$$

folgt.

Bild 2.11 zeigt, dass über das Massenverhältnis  $m_L/m_W$  vom Fanglager zum Rotor ein System mit „sehr leichtem Fanglager“, eines mit „leichtem Fanglager“ oder eins mit „schwerem Fanglager“ eingestellt werden kann.

Bei einem System mit schwerem Fanglager ist die Fanglagereigenfrequenz  $\omega_L$  immer kleiner als die Rotoreigenfrequenz  $\omega_W$ . Die Rotoramplitude des ungedämpften Systems bei Fanglagerkontakt bleibt stets kleiner als die Spaltweite  $s$ .

## Kapitel 3

# Modelle für Rotor-Fanglager-Systeme mit veränderbaren Parametern

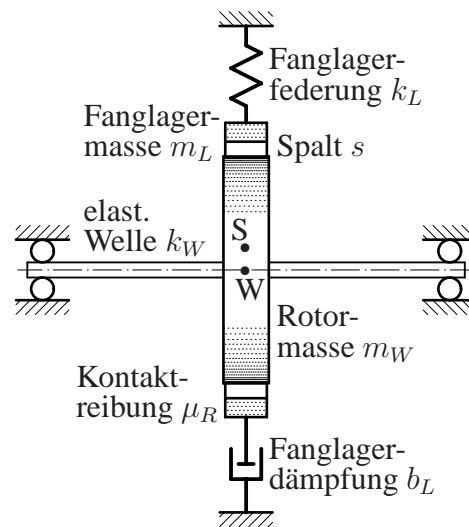
In diesem Kapitel werden die verwendeten Modelle zur Ermittlung und zur Analyse des Bewegungsverhaltens eines Rotors bei Fanglagerkontakt dargestellt, ebenso der Versuchsrotor, der zur experimentellen Verifikation benutzt wurde.

Für die analytischen und numerischen Untersuchungen wird das in Bild 3.1 dargestellte Modell des LAVAL-Rotors verwendet. Es besteht aus einer elastischen Welle mit einer Scheibe. Die Schiefstellung der Scheibe im ausgelenkten Zustand (gyroskopischer Effekt) wird vernachlässigt. Das Modell reicht aus, um die in der Realität auftretenden unterschiedlichen Bewegungsformen bei Rotor-Fanglager-Kontakt abzubilden.

Das Modell eines Fanglagers ist ein elastisch aufgehängter starrer Ring, der eine Masse besitzt und gedämpft gelagert ist. Das entsprechende Modell wird im Abschnitt 3.1.2 vorgestellt.

Berühren sich Rotor und Fanglager, so beeinflussen sich die Bewegungen von Rotor und Fanglager gegenseitig. Die Kopplung der Rotor- und Fanglagerbewegung wird bei den analytischen und numerischen Untersuchungen durch Kontaktmodelle hergestellt. In [29] und [39] wurden unterschiedliche Kontaktmodelle zur Beschreibung der Vorgänge beim Rotor-Fanglager-Kontakt analysiert. Im Kapitel 3.1.3 werden die in dieser Arbeit verwendeten Kontaktbeschreibungen aufgeführt.

Analytische Lösungen für die Bewegung bei Rotor-Fanglager-Kontakt existieren nur für wenige Sonderformen: für den Fall einer konstanten Drehzahl und eines stationären Zustands. Die meisten Bewegungsformen sowie alle instationären Vorgänge, die beispielsweise beim Hochlauf oder beim Auslauf oder beim Übergang von einer Bewegungsform in eine andere auftreten, können nur in numerischen Simulationen ermittelt werden. Zur numerischen Simulation werden die Modellgleichungen im Programm Simulink<sup>®</sup> umgesetzt,



**Bild 3.1:** LAVAL-Rotor mit Fanglager.

was im Abschnitt 3.2 beschrieben ist.

Die theoretisch ermittelten Bewegungsformen und Phänomene bei einem Rotor-Fanglager-Kontakt wurden durch Experimente verifiziert. Dazu wurde ein spezieller Versuchsstand entwickelt und aufgebaut. Im Abschnitt 3.3 werden dieser Versuchsstand sowie die verwendete Messtechnik vorgestellt.

## 3.1 Theoretische Modelle

### 3.1.1 Rotor

Das einfachste mechanische Modell für einen Rotor ist der LAVAL-Rotor. In der Mitte der masselosen, elastischen und runden Welle mit der Steifigkeit  $k_W$  sitzt eine Scheibe mit der Masse  $m_W$  und der Schwerpunktexzentrizität  $\varepsilon_S$ . Der Rotor hat den Drehwinkel  $\varphi(t)$  und dreht mit der Drehzahl  $\dot{\varphi}(t)$ . Drehzahländerungen werden durch die Drehbeschleunigung  $\ddot{\varphi}(t)$  beschrieben. Die radiale Auslenkung des Rotors wird durch den komplexen Zeiger  $r = z + iy$  in der  $yz$ -Ebene angegeben. Die komplexe Exzentrizität  $\varepsilon_S$  gibt den Abstand und die Richtung des Schwerpunkts S vom Wellendurchstoßpunkt W in der Lage  $\varphi = 0$  an (vgl. Bild 3.2).

Zwischen der Bewegung  $r_S$  des Schwerpunkts und der Bewegung  $r_W$  des Wellendurchstoßpunkts besteht die kinematische Beziehung

$$r_S = r_W + \varepsilon_S e^{i\varphi}. \quad (3.1)$$

Beim Rotor wird lediglich die äußere viskose Dämpfung mit der Dämpfungskonstante  $b_W$  berücksichtigt, die im Wellendurchstoßpunkt W angreift. Das Gewicht des Rotors und die daraus resultierenden statischen Lagerkräfte heben sich gegenseitig auf und sind daher in der Bewegungsgleichung nicht enthalten. Für den unwuchterregten LAVAL-Rotor bei möglichem Fanglagerkontakt ergibt sich damit die Bewegungsgleichung

$$m_W \ddot{r}_W + b_W \dot{r}_W + k_W r_W = -m_W \varepsilon_S (e^{i\varphi})'' - F_K. \quad (3.2)$$

Bei Kontakt koppelt die Kontaktkraft  $F_K$  die Bewegung  $r_W$  des Rotors mit der Bewegung  $r_L$  des Fanglagers. Die Kontaktkraft  $F_K$  ist so definiert, dass sie auf das Fanglager wirkt, und demnach wirkt  $-F_K$  auf den Rotor. Ohne Fanglagerkontakt ist die Kontaktkraft  $F_K = 0$ , und die Rotorbewegung ist unabhängig von der Fanglagerbewegung.

### 3.1.2 Fanglager

Ein einfaches Modell für das Fanglager ist ein starrer Ring, der die Masse  $m_L$  und die Dämpfung  $b_L$  hat und isotrop elastisch mit der Steifigkeit  $k_L$  gelagert ist. Normalerweise



Der Mittelpunkt des Fanglagerkontaktrings ist L, seine Auslenkung wird mit  $r_L$  bezeichnet. Ob ein Kontakt zwischen Rotor und Fanglager vorliegt, hängt vom kleinsten Abstand  $\delta$  zwischen Anlaufring und Kontaktring ab. Gemäß Bild 3.2 gilt

$$r_L + (s - \delta)e^{i\psi} = r_A, \quad (3.5)$$

wobei die Richtung  $\psi$  des kleinsten Abstands  $\delta$  durch die Lage der Kontaktkreismittelpunkte A und L gemäß

$$\psi = \arg\{r_A - r_L\} \quad (3.6)$$

gegeben ist. Aus Gleichung (3.5) folgt unter Berücksichtigung der Anlaufringexzentrizität gemäß Gleichung (3.4) die kinematische Beziehung

$$\delta e^{i\psi} = r_L - r_W - \varepsilon_A e^{i\varphi} + s e^{i\psi} \quad (3.7)$$

für den komplexen Zeiger  $\delta e^{i\psi}$  des kleinsten Abstands  $\delta$ . Die Größe der kleinsten Spaltweite ist

$$\delta = s - (r_A - r_L)e^{-i\psi} \quad (3.8)$$

bzw. mit Gleichung (3.6)

$$\delta = s - |(r_A - r_L)|. \quad (3.9)$$

Da der Durchmesser des Fanglagers während des Betriebs variabel verstellt werden kann, ist der Spalt  $s$  eine Funktion der Zeit. Somit ergibt sich für die Geschwindigkeitsgröße der kleinsten Spaltweite

$$\dot{\delta} = \dot{s} - \frac{\Re\{r_A - r_L\}\Re\{\dot{r}_A - \dot{r}_L\} + \Im\{r_A - r_L\}\Im\{\dot{r}_A - \dot{r}_L\}}{|(r_A - r_L)|}. \quad (3.10)$$

Ist die kleinste Spaltweite größer als Null, berühren sich Rotor und Fanglager nicht. Ist hingegen  $\delta \leq 0$ , besteht Kontakt, wobei  $\delta < 0$  ein (geringes) Eindringen von Rotor und Fanglager bedeutet. Bei Kontakt ( $\delta \leq 0$ ) sind die Bewegungen von Rotor und Fanglager über die Kontaktkraft  $F_K$  gekoppelt, und der Winkel  $\psi$  gibt die Richtung der Berührnormalen an. Letztere ist zugleich die Wirkungsrichtung der Normalkomponente  $F_{KN}$  der Kontaktkraft

$$e^{i\psi} = \frac{r_A - r_L}{|r_A - r_L|} = \frac{F_{KN}}{|F_{KN}|}. \quad (3.11)$$

Kontakt herrscht nur, wenn die Normalkomponente der Kontaktkraft eine Druckkraft ist, also größer null ist:

$$\Re\{F_{KN} e^{-i\psi}\} \geq 0. \quad (3.12)$$

Die gesamte Kontaktkraft setzt sich aus einer Normalkraftkomponente und einer Tangentialkraftkomponente zusammen. Bei Kontakt wird zunächst die Normalkraft  $F_{KN}$  etabliert. Diese führt dann bei unterschiedlichen Tangentialgeschwindigkeiten von Rotor und Fanglager im Berührungspunkt infolge von Reibungseinflüssen zu der Tangentialkraft  $F_{KT}$ . Bei glatten Kontaktflächen ist  $F_{KT} = 0$ . Nimmt ein Wälzlager die Relativgeschwindigkeit zwischen Anlaufring und Kontaktring auf, kann der Betrag der Tangentialkraft nahezu konstant und unabhängig von der Normalkraft  $F_{KN}$  angesetzt werden. Wenn zwei nicht oder schlecht geschmierte Oberflächen aufeinander gleiten, tritt Reibung auf. Diese lässt sich durch das COULOMBSche Reibgesetz

$$F_{KT} = i\mu_R F_{KN} \quad (3.13)$$

beschreiben. Dies setzt natürlich voraus, dass die Tangentialgeschwindigkeit  $v_{KTA}$  des Rotors an der Kontaktstelle größer als die Tangentialgeschwindigkeit  $v_{KTL}$  des Fanglagers ist und der Rotor an der Kontaktstelle immer in positiver  $\varphi$ -Richtung rutscht,  $v_{KTA} = \dot{\varphi}_R + \Im\{v_A e^{-i\psi}\} > v_{KTL} = \Im\{v_L e^{-i\psi}\}$ . In dieser Arbeit wird angenommen, dass diese Bedingung stets erfüllt ist.

Die Tangentialkraft ist der Relativbewegung von Rotor und Fanglager entgegengerichtet, woraus insgesamt für die Kontaktkraft

$$F_K = (1 + i\mu_R) F_{KN} \quad (3.14)$$

folgt. Umgekehrt gilt für die Kontaktnormalkraft

$$F_{KN} = \frac{1 - i\mu_R}{1 + \mu_R^2} F_K \quad (3.15)$$

und für den Richtungszeiger

$$e^{i\psi} = \frac{F_{KN}}{|F_{KN}|} = \frac{1 - i\mu_R}{\sqrt{1 + \mu_R^2}} \frac{F_K}{|F_K|}. \quad (3.16)$$

#### • Starrer Kontakt – kinematisches Kontaktmodell

Für analytische Untersuchungen ist es zweckmäßig, starre Kontaktflächen von Rotor und Fanglager vorauszusetzen. Das bedeutet, dass Rotor und Fanglager nicht ineinander eindringen. Bei Kontakt ist

$$\delta = 0, \quad (3.17)$$

und aus der kinematischen Gleichung (3.7) folgt die kinematische Kontaktbedingung

$$r_W + \varepsilon_A e^{i\varphi} - r_L = s \frac{1 - i\mu_R}{\sqrt{1 + \mu_R^2}} \frac{F_K}{|F_K|}. \quad (3.18)$$



Bei Kontakt wird damit die Anzahl der Freiheitsgrade des Gesamtsystems um einen (reellen) Freiheitsgrad verringert.

Mit der kinematischen Kontaktbedingung (3.18) kann allerdings nicht das Anlegen des Rotors an das Fanglager oder das Ablösen des Rotors vom Fanglager beschrieben werden. [61] hat gezeigt, dass für diese stoßartigen Vorgänge zum Beispiel die NEWTONsche Stoßhypothese verwendet werden kann. Alternativ bietet sich nach [61] und [15] ein elastisches und gedämpftes Kontaktmodell an.

#### • Elastisches Kontaktmodell

Elastische Kontaktmodelle sind wesentlich besser für numerische Simulationen geeignet als das kinematische Kontaktmodell. Bei elastischen Kontaktmodellen werden die Oberflächen des Kontaktpaares als nachgiebig angesehen. Das erlaubt eine geringe Durchdringung von Rotor und Fanglager, und der Abstand  $\delta$  kann negative Werte annehmen. Die Kontaktkraft kann durch ein visko-elastisches Element beschrieben werden. Das führt dazu, dass das System weniger steif wird. Damit lassen sich die Integrationsschrittweite vergrößern, die Integrationsdauer bei der Simulation erheblich verkürzen und die Konvergenz verbessern. Desweiteren bieten elastische Kontaktmodelle die Möglichkeit, die transienten Vorgänge beim Übergang vom oder zum Kontakt zu studieren.

In [39] wurden verschiedene elastische Kontaktelemente vorgestellt und diskutiert. Es zeigte sich, dass mit allen Kontaktmodellen das globale Rotor-Fanglager-Verhalten richtig wiedergegeben werden kann, sofern die Kontaktparameter passend gewählt sind. Kleinere Unterschiede in den Übergangsbereichen sind von untergeordneter Bedeutung.

Für die numerischen Simulationen in dieser Arbeit wurde ein pseudolineares Kontaktmodell verwendet. Die Normalkomponente der Kontaktkraft hängt von der Eindringtiefe  $-\delta$  und der relativen Eindringgeschwindigkeit  $-\dot{\delta}$  ab:

$$F_{KN} = \langle -k_K \delta - b_K \langle \dot{\delta} \rangle \rangle \langle -\delta \rangle^0 e^{i\psi}. \quad (3.19)$$

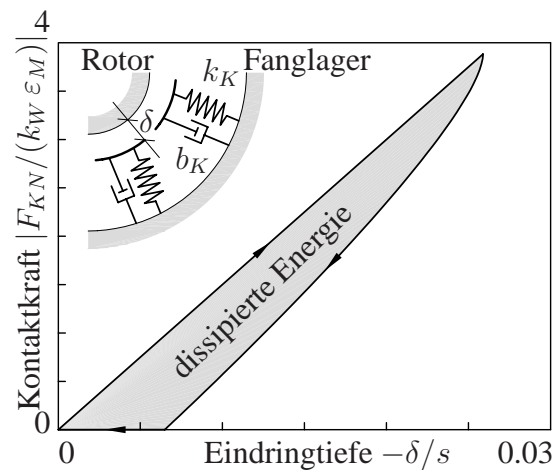
Die Parameter sind die Kontaktsteifigkeit  $k_K$  und die Kontaktdämpfung  $b_K$ .

Als Schaltfunktion wird das FÖPPL-Symbol mit

$$\langle x \rangle^p = \begin{cases} 0 & \text{wenn } x \leq 0 \\ x^p & \text{wenn } x > 0 \end{cases} \quad (3.20)$$

verwendet.

Mit diesem Modell wird gewährleistet, dass die Kontaktkraft null ist, wenn der Abstand  $\delta$



**Bild 3.3:** Hysteresesyklus der pseudolinearen Kontaktkraft aus [15].

zwischen Rotor und Fanglager positiv ist und kein Kontakt vorliegt. Für negative  $\delta$ -Werte wird die Kontaktkraft aktiv und wirkt wechselseitig auf Rotor und Fanglager.

Dieses Kontaktmodell beinhaltet die in Bild 3.3 dargestellten Energieverluste durch die Deformation im Kontaktbereich während der Relaxationsphase. Es treten jedoch keine Kraftsprünge auf, und es werden keine Zugkräfte zugelassen.

Das elastische Kontaktmodell hat den Vorteil, dass sich die Anzahl der Freiheitsgrade beim Wechsel zwischen Kontakt und kontaktfreien Zuständen nicht ändert.

### 3.1.4 Bewegungsgleichungen

Für den LAVAL-Rotor und das Fanglager gelten die in den Abschnitten 3.1.1 und 3.1.2 angegebenen Gleichungen

$$m_W \ddot{r}_W + b_W \dot{r}_W + k_W r_W = -m_W \varepsilon_S (e^{i\varphi})'' - F_K, \quad (3.21)$$

$$m_L \ddot{r}_L + b_L \dot{r}_L + k_L (r_L - r_{Lst}) = F_K. \quad (3.22)$$

Zur Kontaktbeschreibung wird das in Abschnitt 3.1.3 beschriebene pseudolineare elastische Kontaktmodell mit der Kontaktkraft,

$$F_{KN} = \left\langle -k_K \delta - b_K \langle \dot{\delta} \rangle \right\rangle \langle -\delta \rangle^0 e^{i\psi}. \quad (3.23)$$

verwendet.

Der kleinste Abstand  $\delta$  zwischen Rotor und Fanglager errechnet sich aus Gleichung (3.7) zu

$$\delta = s - |r_W + \varepsilon_A e^{i\varphi} - r_L|. \quad (3.24)$$

Für positive  $\delta$ -Werte bewegen sich Rotor und Fanglager unabhängig voneinander. Wird der Abstand  $\delta$  negativ, so heißt das, dass sich Rotor und Fanglager durchdringen und die Kontaktkraft von null verschieden ist.

Die Richtung  $\psi$  der Kontaktnormalkraft wird aus der Lage des Anlaufringmittelpunkts (Rotor) und der Lage des Kontaktringmittelpunkts (Fanglager) ermittelt,

$$\psi = \arg\{r_W + \varepsilon_A e^{i\varphi} - r_L\}. \quad (3.25)$$

Für die Tangentialkraft im Kontaktpunkt gilt das COULOMBSche Gesetz, so dass sich die gesamte Kontaktkraft als

$$F_K = (1 + i\mu_R) F_{KN} \quad (3.26)$$

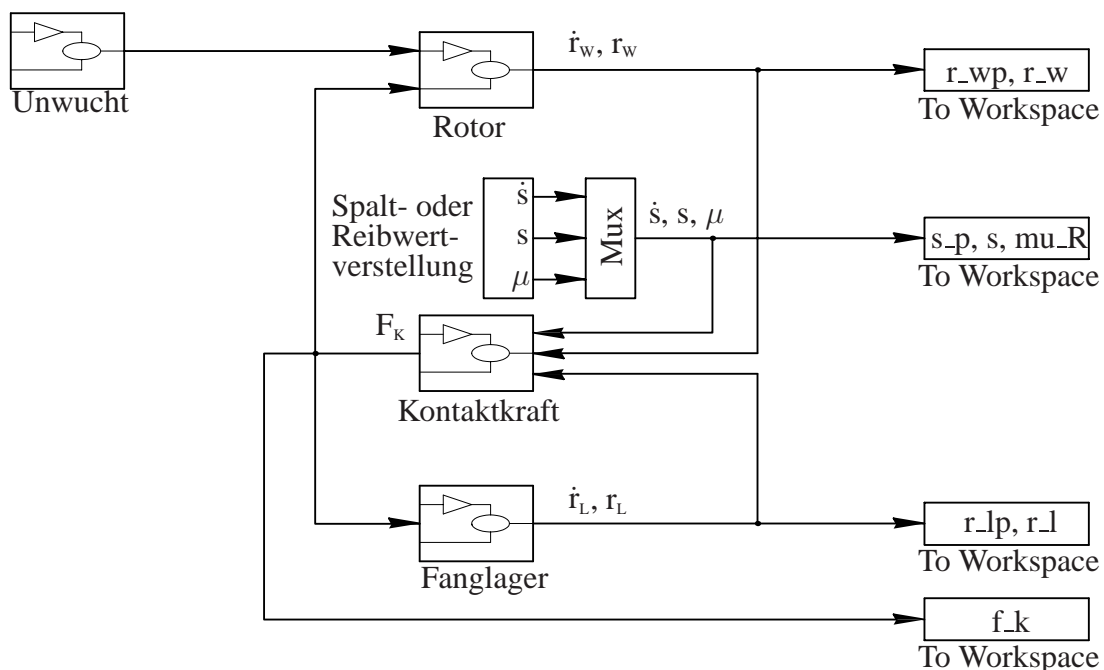
beschreiben lässt. Die Kontaktkraft hängt von der Rotor- und der Fanglagerauslenkung ab und koppelt deren Bewegungsgleichungen nichtlinear miteinander.

## 3.2 Modell zur numerischen Simulation

Die Modellierung von Rotoren bei Fanglagerkontakt führt selbst bei einfachsten Modellen zu nichtlinearen Differentialgleichungen. Nichtlineare Differentialgleichungen haben die Besonderheit, dass verschiedene Lösungstypen existieren. Eine exakte analytische Lösung lässt sich nur für die stationäre, drehstochronische unwuchterzwungene Bewegung angeben. Für wenige weitere Bewegungsformen gibt es Näherungslösungen. Hierzu gehört die in [15] vorgestellte Näherung für den Backward Whirl. Die meisten Bewegungsformen, die Übergänge zwischen verschiedenen Bewegungsformen sowie alle instationären An- und Auslaufvorgänge lassen sich hingegen nur mittels numerischer Integration der Systemgleichungen ermitteln. In dieser Arbeit werden insbesondere numerische Simulationen zu den folgenden Punkten durchgeführt:

- Untersuchung der Dynamik bei zeitveränderlichen Kontaktparametern
- Untersuchung von instationären Hoch- und Ausläufen und von Übergängen zwischen kontaktbehafteten und kontaktfreien Bewegungen
- Ermittlung von Bewegungsformen, für die keine analytischen Lösungen existieren
- Untersuchung der Einzugsbereiche der unterschiedlichen Bewegungsformen
- Ermittlung der Bewegungsform, die sich einstellt, wenn ein instabiler Bereich der drehstochronen Bewegung erreicht wird

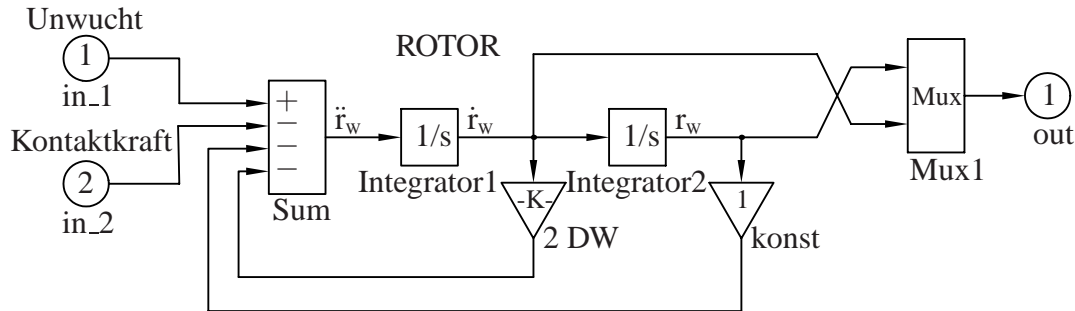
Für die numerischen Simulationen wird das Programmpaket Matlab/Simulink<sup>®</sup> verwendet. Das Rotor-Fanglager-System wird in Form von Blockschaltbildern beschrieben. Das Simulationsmodell setzt sich aus einzelne Teilmodellen zusammen.



**Bild 3.4:** Simulink<sup>®</sup>-Blockschaltbild für das Rotor-Fanglager-System nach Abschnitt 3.1.4.

In Bild 3.4 ist der Aufbau des Gesamtmodells für das Rotor-Fanglager-System zu sehen, das aus den Teilmodellen für Unwucht, Rotor, Fanglager, Kontaktkraft und Spalt- bzw. Reibwertverstellung besteht.

Jedes einzelne Teilmodell besteht wiederum aus einzelnen Blöcken, wie es exemplarisch für den Rotor in Bild 3.5 gezeigt ist.



**Bild 3.5:** Simulink®-Blockschaltbild für den Rotor.

Zur Umsetzung in Simulink® wird die komplexe Schreibweise aufgegeben, und die Gleichungen werden in Real- und Imaginärteil aufgespalten. Die Zustandsgrößen enthalten also die jeweiligen  $y$ - und  $z$ -Anteile der Rotorauslenkung, der Fanglagerauslenkung und der Kontaktkraft.

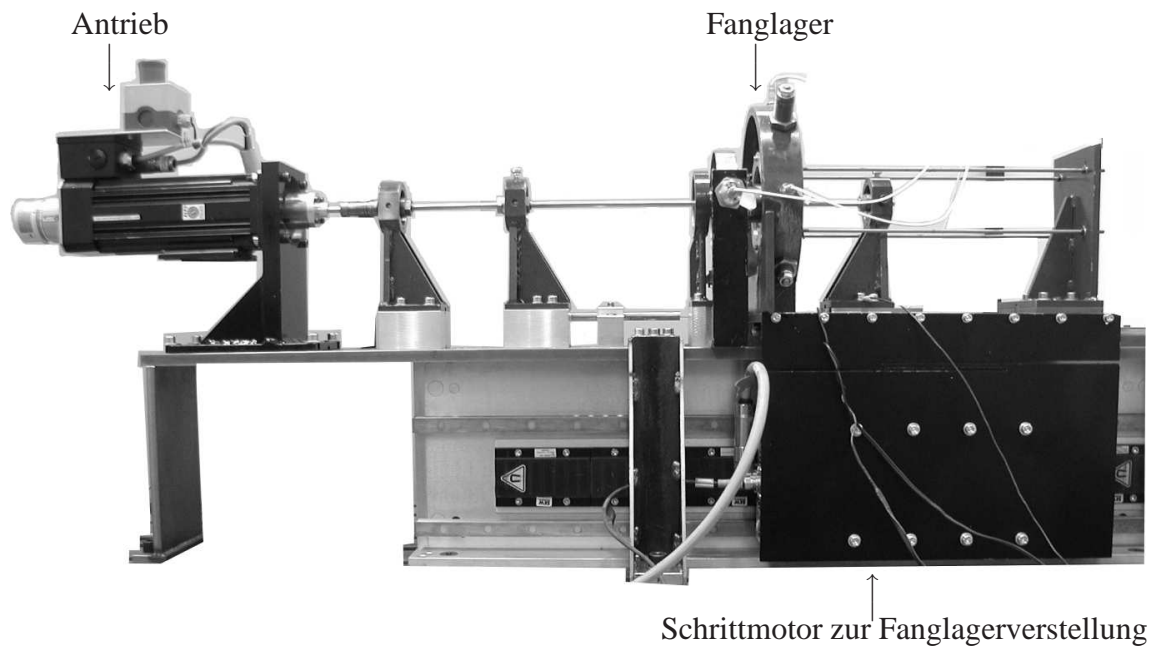
Für die numerischen Simulationen in Simulink® wird der Integrationsalgorithmus ode15s verwendet. Er arbeitet nach dem Prinzip der Numerical Differentiation Formulas (NDF) [52], einem Predictor-Corrector-Prinzip, das vom GEARSchen Verfahren – einem Backward Difference Formulas (BDF) Verfahren – abgeleitet ist. Das verwendete NDF-Verfahren hat den Vorteil einer variablen Schrittweite und ist besonders für steife Systeme geeignet.

## 3.3 Experimentelles Modell

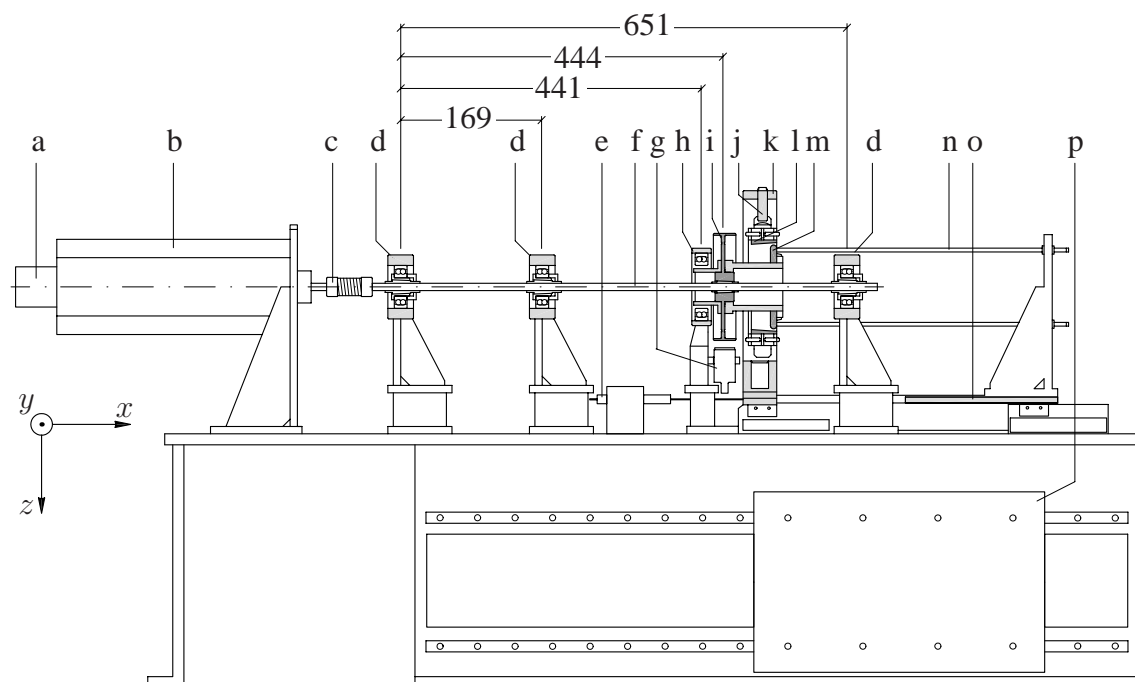
### 3.3.1 Aufbau und Bestandteile

Für experimentelle Untersuchungen steht am Fachgebiet Strukturtechnik der TU Darmstadt ein umfangreiches Baukastensystem zur Verfügung, das kontinuierlich erweitert und verbessert wird. Dieses modulare Baukastensystem erlaubt es, Versuchsstände zur Untersuchung unterschiedlicher rotordynamischer Phänomene schnell und flexibel aus miteinander kombinierbaren Komponenten zusammenzustellen.

Das Baukastensystem basiert auf Wellen mit 8 mm Durchmesser und verschiedenen Längen, auf welche mittels Kegelspannhülsen an beliebigen Positionen Massescheiben, Innenringe von Kugellagern, Dämpfer und andere Komponenten aufgespannt werden können. Mit diesem System wurde der in Bild 3.6 dargestellte Rotorversuchsstand aufgebaut, mit dem die numerischen Untersuchungen von Rotor-Fanglager-Systemen mit Spalt- oder Reibverstellung experimentell verifiziert werden konnten.



**Bild 3.6:** Rotorversuchsstand zur experimentellen Untersuchung.



**Bild 3.7:** Prinzipskizze des Rotorversuchsstandes (Längen in mm).

Bild 3.7 zeigt die wesentlichen Komponenten der Versuchseinrichtung. Bild 3.8 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt des Fanglagers.

Im einzelnen sind die Komponenten der Rotorstrangs

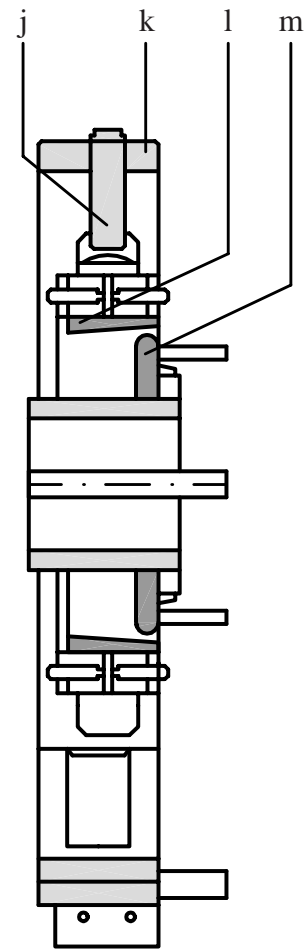
- eine Welle (f) aus hochfestem Stahl (X 90 CrMoV 18) mit einem Durchmesser von 8 mm und einer Länge von 720 mm,
- drei quasistarre Lagerungen (d), jeweils aus einem im Vergleich zur Welle sehr steifen

Lagerblock und einem zweireihigen Pendelkugellager,

- eine Scheibe (i) mit einer Masse von 2.07 kg. In der Massescheibe befinden sich mit 15°-Teilung Gewindebohrungen zum Anbringen von Unwuchten. Eine zylindrische Hülse an der linken Stirnfläche der Massescheibe dient als Anlaufring für ein starres Sicherheitsfanglager. Eine zweite zylindrische Hülse an der rechten Stirnfläche dient zur Aufnahme von verschiedenen Kontakttringen (m) für den Kontakt mit dem elastisch aufgehängten Fanglager (l),
- verschiedene Kontakttringe (m) mit unterschiedlichen Kontaktoberflächen,
- zwei berührungslos arbeitende Wirbelstrom-Wegsensoren (g) (Messbereich 10 mm), mit denen die horizontalen und vertikalen Auslenkungen des Rotors gemessen werden,
- ein Inkrementalwinkelgeber (a), dessen elektronische Auswerteeinheit analoge Sinus- und Kosinussignale des aktuellen Rotordrehwinkels ausgibt,
- ein quasistarres Sicherheitsfanglager (h), welches unzulässig große Wellenauslenkungen verhindert,
- ein regelbarer Gleichstrommotor (b) (6000 1/min, 1 kW) als Antrieb und
- eine biegeelastische Wellenkupplung (c), mit welcher der Motor an die Welle gekoppelt ist.

Das Fanglager besteht aus

- einem Fanglagerring aus Aluminium mit einer konischen Kontaktfläche aus Stahl (l). Der kleinste Innendurchmesser beträgt 87.6 mm, der größte 93.1 mm.
- einer Fanglageraufhängung aus vier Federn (in Bild 3.7 nicht dargestellt), mit denen der Fanglagerring am Fanglagerkäfig (k) befestigt ist. Die Federn befinden sich in Hülsen, von denen die beiden unteren mit Dämpferöl befüllt werden können.
- zwei berührungslos arbeitenden Wirbelstrom-Wegsensoren (j) (Messbereich 5 mm), mit denen die horizontalen und vertikalen Auslenkungen des Fanglagers gemessen werden,
- einem ringförmigen, steifen Fanglagerkäfig (k),
- einem Schlitten (o), mit dem der Fanglagerkäfig (k) axial verschoben werden kann,
- zwei Linearmotoren (p) (3.4 m/s, 3.4 kW), die den Schlitten antreiben,
- einem Inkremental-Wegsensor (e) (Messbereich 40 mm), mit dem die Stellung des Fanglagerschlittens in Axialrichtung des Rotors gemessen wird,
- vier elastischen Führungsstangen (n), durch die der Fanglagerring nur horizontale und vertikale Auslenkungen ausführen kann.



**Bild 3.8:** Vergrößerter Ausschnitt des Fanglagers und des Rotoranlaufrings.

### 3.3.2 Eigenschaften des Versuchsaufbaus

#### • Rotor

Der Versuchsrotor kann vereinfacht als LAVAL-Rotor betrachtet werden, da im durchfahrenen Drehzahlbereich nur eine biegekritische Drehzahl liegt. Die Massescheibe ist so platziert, dass in der ersten Biegeeigenform an der Stelle der Scheibe für die Wellenneigung  $w' \approx 0$  gilt. Auf diese Weise werden eine Schiefstellung der Scheibe und damit gyroskopische Effekte vermieden. Die Abmessungen des Rotors sind in Bild 3.7, alle weiteren Parameter in Tabelle 3.1 angegeben.

Die Wellensteifigkeit wird mit der elementaren Biegetheorie von Balken ermittelt. Referenzpunkt ist die Position des Scheibenschwerpunkts. Für die Berechnung der Biegeeigenfrequenz wird das Modell des LAVAL-Rotors verwendet. Beim LAVAL-Rotor wird die Masse der Welle, ihrem Anteil an der gesamten kinetischen Energie entsprechend, der Scheibenmasse zugeschlagen. Nimmt man als Ansatzfunktion für die Eigenform die statische Biegelinie, so ergibt sich für die effektive Masse  $m = m_W + 0.22 m_w$ . Durch Modalanalyse können die zweite Biegeeigenfrequenz gemessen sowie der Gültigkeitsbereich des LAVAL-Modells festgelegt werden.

**Tabelle 3.1:** Standardparameter für den Versuchsrotor

Rotorparameter	Zeichen	Einheit	Wert	Quelle
Wellendurchmesser	$d_W$	mm	8	Messung
E-Modul der Welle	$E$	N/mm <sup>2</sup>	$2.1 \cdot 10^5$	Literatur
Rotorsteifigkeit	$k_W$	N/m	$32.2 \cdot 10^3$	Rechnung
Masse der Welle	$m_w$	kg	0.246	Messung
Masse von Scheibe und Anlaufring	$m_W$	kg	2.07	Messung
Dämpfung	$D_W$	%	0.3	Messung (Ausschwingen)
Durchmesser Anlaufring	$d_W$	mm	87.5	Messung
1. Eigenfrequenz (U-förmige Biegeeigenform)	$\omega_W/2\pi$	Hz	21.6	Messung (Modalanalyse)
		Hz	21.6	Messung (Ausschwingen)
		Hz	19.6	Rechnung (LAVAL-Rotor)
2. Eigenfrequenz (S-förmige Biegeeigenform)	$\omega_{W,2}/2\pi$	Hz	89.7	Messung (Modalanalyse)



Die geringe Dämpfung des Rotors resultiert aus der Werkstoffdämpfung der Welle, der Dämpfung durch die umgebende Luft, die Fügestellendämpfung in den Lagern- und Scheibensitzen und der Dämpfung in den Wälzlager.

#### • Fanglager

Zur Berechnung der Fanglagereigenfrequenz werden die Massen der Federn energetisch äquivalent zu einem Drittel der Fanglagermasse zugerechnet. Die Masse der Fanglagerführungsstangen geht ebenso, ihrem Anteil an der gesamten kinetischen Energie entsprechend, in die Fanglagermasse ein. Nimmt man als Ansatzfunktion für die Eigenform die statische Biegelinie, so ergibt sich für die zusätzliche Masse der Führungsstangen  $m = 0.14 m_F$ . Um die Eigenfrequenz des Fanglagers zu verändern, können zusätzliche Massen am Fanglagerring angebracht und Federn mit unterschiedlicher Steifigkeit eingesetzt werden.

Über die Federn kann der statische Versatz des Fanglagerrings eingestellt werden. Normalerweise stimmen Fanglagermittelpunkt und Rotormittelpunkt im Gleichgewichtszustand nicht überein. Die Zentrierung bzw. der genau vorgegebene Fanglagerversatz wird mit Hilfe einer elektrischen Einrichtung eingestellt. Dazu ist das Fanglager gegenüber dem Rotor isoliert aufgestellt. Zwischen beiden Körpern wird eine elektrische Spannung angelegt. Die Rotordrehzahl wird solange erhöht, bis der Rotor am Fanglager erstmals anstreift und sich ein stationärer drehsynchroner Bewegungszustand einstellt. Über die elektrische Anzeige und die aktuellen Rotor- und Fanglagerpositionen können der Kontaktort ermittelt und die Fanglagerposition entsprechend nachjustiert werden. Diese Schritte werden solange wiederholt, bis der Rotor bei Berührung mit dem Fanglager in einem kontinuierlichen Kontakt bleibt.

Die Eigendämpfung des Fanglagers resultiert zunächst lediglich aus der Struktur der elastischen Aufhängung und der umgebenden Luft. Zur zusätzlichen Dämpfung des Fanglagers kann in die unteren beiden Hülsen Dämpferöl gefüllt werden.

Das Fanglager ist auf einen Schlitten montiert, der in Axialrichtung des Rotors verschiebbar ist. Der Schlitten ist mit zwei Linearmotoren verbunden. Um den Spalt zwischen Rotor und Fanglager während des Betriebs zu verändern, ist das Innenprofil des Fanglageranlaufs in Axialrichtung des Rotors konisch ausgeführt. Durch die Position und die Geschwindigkeit des Linearmotors können somit die Spaltweite  $s$  und die Spaltänderungsgeschwindigkeit  $\dot{s}$  eingestellt werden. Für die Reibverstellung ist das Innenprofil des Fanglagers zylindrisch ausgeführt. Es besteht aus zwei Ringen unterschiedlicher Materialien, die in Axialrichtung des Rotors hintereinander in den Fanglagerring gepresst sind.

Die Führungen des Schlittens stellen keine starren Verbindungen dar, wodurch das Fanglager über den Fanglagerkäfig und den Schlitten relativ zum Unterbau des Rotors Bewegungen in Horizontalrichtung ausführen kann. Dadurch ist es leider nicht möglich, ein ideal isotropes Fanglager zu realisieren. Die Schwingungen des Fanglagers in Horizontalrichtung haben gegenüber den Schwingungen in Vertikalrichtung eine Frequenzdifferenz von



etwa 3.6 Hz.

Um die Ergebnisse allgemeingültig zu halten, werden in den Auswertungen bezogene Größen anstelle von absoluten angegeben. Als Bezugsgrößen werden die Rotorgrößen verwendet. Daher wird die dimensionslose Fanglagerdämpfung  $D_L$  entgegen der üblichen Definition ebenfalls bezogen auf die Rotorgrößen angegeben, so dass  $D_L = b_L / 2\sqrt{m_W k_W}$  ist. Die dimensionslose Fanglagerdämpfung ändert sich somit nicht mit der Fanglagermasse und der Fanglagersteifigkeit, die Dämpfungswerte des Fanglagers in Tabelle 3.2 sind daher für alle Systemtypen identisch.

**Tabelle 3.2:** Standardparameter für das Versuchsfanglager

Fanglagerparameter	Symbol	Einheit	Werte	Quelle
Fanglagersteifigkeit schweres Fanglager	$k_L$	N/m · 10 <sup>-3</sup>	16.1	Rechnung
Fanglagersteifigkeit leichtes / sehr leichtes Fanglager	$k_L$	N/m · 10 <sup>-3</sup>	87.6	Rechnung
Fanglagermasse schweres Fanglager	$m_L$	kg	2.48	Messung
Fanglagermasse leichtes / sehr leichtes Fanglager	$m_L$	kg	1.50	Messung
Eigenfrequenz schweres Fanglager	$\omega_L / 2\pi$	Hz	12.8	Rechnung
	$\omega_L / \omega_W$	1	0.59	Rechnung
	$\omega_{WL} / \omega_W$	1	0.76	Rechnung
Eigenfrequenz leichtes / sehr leichtes Fanglager	$\omega_L / 2\pi$	Hz	38.5	Rechnung
	$\omega_L / \omega_W$	1	1.79	Rechnung
	$\omega_{WL} / \omega_W$	1	1.35	Rechnung
Dämpfer ohne Dämpferöl	$D_L$	%	1.0	Messung
Dämpfer mit Dämpferöl	$D_L$	%	2.0	Messung
Käfigeigenfrequenz	$\omega / 2\pi$	Hz	181.1	Messung
Kleinsten Kontaktringdurchmesser	$d_{L,k}$	mm	87.6	Messung
Größten Kontaktringdurchmesser	$d_{L,g}$	mm	93.1	Messung
Statischer Versatz	$r_{Lst}$	mm	< 0.02	Messung

#### • Kontakt

Verschiedene Kontaktparameter werden durch zwei verschiedene Rotoranlaufringe und zwei verschiedene Fanglageranlaufringe realisiert. Eingesetzt werden beim Rotoranlaufring ein Rollenlager mit Messingoberfläche (kleine Reibung), ein fester Ring mit Messingoberfläche (mittlere oder große Reibung) und beim Fanglageranlaufring eine Stahloberfläche

(mittlere Reibung) und eine Aluminiumoberfläche (große Reibung). Um die Oberflächen vor zu starkem Abrieb und damit vor stark veränderlichen Reibkoeffizienten zu schützen, wurde vor jedem Versuch auf die Kontaktflächen etwas Öl aufgetragen.

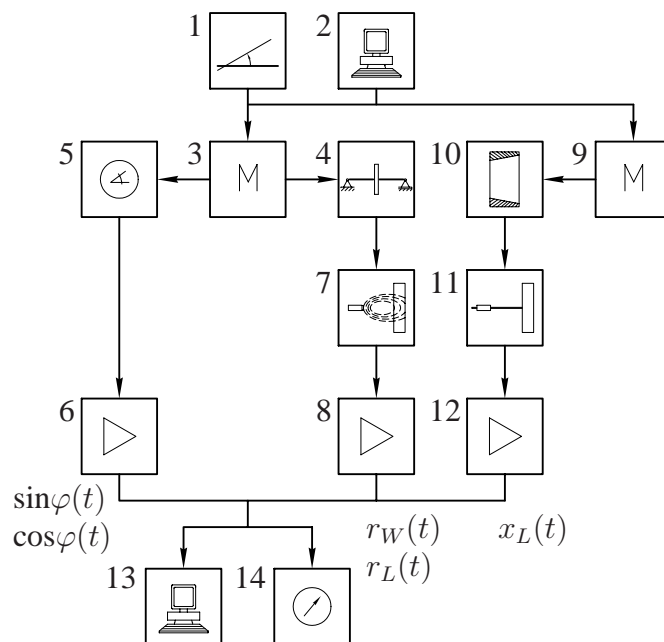
**Tabelle 3.3:** Standardparameter für den Kontakt

Kontaktparameter	Symbol	Einheit	Wert	Quelle
Kleiner Reibkoeffizient (Lager)	$\mu_R$	1	$\approx 0.1$	Parameteranpassung
Mittlerer Reibkoeffizient (Messing – Stahl)	$\mu_R$	1	$\approx 0.15$	Parameteranpassung
Großer Reibkoeffizient (Messing – Aluminium)	$\mu_R$	1	$\approx 0.2$	Parameteranpassung
Spaltweite	$s$	mm	0.1 – 2.8	Messung

### 3.3.3 Messtechnik

Die Signale der Wegaufnehmer und des Drehwinkelgebers werden von einem Messcomputer aufgezeichnet. Dazu wird eine 8-kanalige Einsteckkarte mit A/D-Wandlern mit 24 Bit Auflösung verwendet.

Zur Vermeidung von Aliasingfehlern werden vor der Digitalisierung alle Signale mit gleichen analogen Tiefpässen mit einer Eckfrequenz von 300 Hz gefiltert. Der Drehwinkel des Rotors wird als Sinus- und Kosinussignal aufgezeichnet, damit diese Referenzsignale zu jedem Zeitpunkt nahezu den selben Frequenzinhalt wie die unwuchterregten Schwingungen haben. Durch die Antialiasingfilter erfahren die Messsignale der Rotor- und Fanglagerschwingungen und die Referenzsignale gleiche frequenzabhängige Phasenverschiebungen, die relative Phasenlage der Signale bleibt aber unverzerrt.



**Bild 3.9:** Messkette zur Erfassung der Rotor- und Fanglagerschwingung, des Drehwinkels sowie des Linearmotorweges.

Die gesamte Messkette des Versuchsstands ist schematisch in Bild 3.9 dargestellt. Ein über einen Rampengenerator (1) oder einen Computer (2) gesteuerter Synchronmotor (3)

versetzt den Rotor (4) über eine torsionssteife, aber biegeeweiche Kupplung in Rotation. Am Motor ist ein inkrementeller Drehwinkelgeber (5) angebracht. Dieser liefert über eine Auswerteelektronik (6) drehsynchrone Sinus- und Kosinussignale, aus denen die aktuelle Drehwinkelage  $\varphi(t)$  und die Drehzahl  $\dot{\varphi}(t)$  ermittelt werden. Die Auslenkungen  $r_{Wy}(t)$  und  $r_{Wz}(t)$  der Rotorscheibe sowie  $r_{Ly}(t)$  und  $r_{Lz}(t)$  des Fanglagerrings in vertikaler Richtung ( $z$ -Richtung) und in horizontaler Richtung ( $y$ -Richtung) werden über berührungslos messende Wirbelstrom-Wegaufnehmer (7) erfasst. Die Signale der Wegaufnehmer des Rotors und des Fanglagers werden in einer Signalaufbereitungselektronik (8), die Teil des Wegmesssystems ist, verstärkt, linearisiert und vom Temperatureinfluss bereinigt. Der Computer (2) steuert weiterhin einen Linearmotor (9) an, der das Fanglager (10) in Axialrichtung des Rotors verschiebt. Die Position  $x_L$  des Linearmotors wird durch einen Inkremental-Wegsensor (11) gemessen und in einer Signalaufbereitungselektronik (12) verstärkt. Aus der Position  $x_L$  des Linearmotors wird der Spalt  $s$  zwischen Rotor und Fanglager berechnet. Der Wegaufnehmer ist durch Nullpunktverschiebung so eingestellt, dass der Messbereich im linearen Bereich des Wegaufnehmers liegt. Alle Messsignale werden von einem Messcomputer (13) aufgezeichnet. An einem Oszilloskop (14) werden die Rotor- und Fanglagerschwingungen überwacht.

Bei den gemessenen Hoch- und Ausläufen wurde ein Drehzahlintervall von 2300 1/min in einer Zeit von ungefähr 3.5 Minuten sehr langsam durchfahren. Die experimentellen Resultate können also als bei konstanter Drehzahl ermittelt angesehen werden.

### 3.3.4 Digitale Aufbereitung der Messdaten

- **Drehwinkel- und Drehzahlbestimmung**

Für die Analyse der Schwingungen und um die Rundlaufabweichung der Messfläche am Rotor aus den Wegsignalen zu eliminieren, werden aus den Sinus- und Kosinussignalen des Drehwinkelgebers der Drehwinkel  $\varphi$  und die Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}$  des Rotors ermittelt.

- **Elimination der Rundlaufabweichung**

Die Wirbelstrom-Wegaufnehmer messen die Bewegung der Rotorscheibe an deren Oberfläche. Da die Scheibe keine perfekte Oberfläche hat und nie genau zentrisch auf der Welle montiert werden kann, misst man auch dann, wenn die Welle nicht schwingt, scheinbare Bewegungen der Scheibe (Runout). Um die Bewegungssignale von diesem Störanteil zu bereinigen, wird die Rundlaufabweichung bei niedriger Drehzahl (30 1/min) quasistatisch gemessen. Die über eine Rotorumdrehung ermittelte Rundlaufabweichung wird vor der Verarbeitung aus den gemessenen Schwingungsdaten herausgerechnet.

- **Amplitudenkurven**

Zur Ermittlung der Amplitudenkurven aus den gemessenen Schwingungssignalen werden

die horizontalen und vertikalen Schwingungssignale des Rotors bzw. des Fanglagers komplex aufaddiert, und aus dem Ergebnis wird der Betrag gebildet. Von Hüllkurvengeneratoren können Schwankungen der Amplituden bei asynchronen Bewegungen nicht richtig wiedergegeben werden.

- **Spalt und Spaltänderungsgeschwindigkeit zwischen Rotor und Fanglager**

Um die Spalt- und die Spaltänderungsgeschwindigkeit zwischen Rotor und Fanglager zu ermitteln, werden der Linearmotorweg gemessen und die Motorgeschwindigkeit durch Differenzenbildung zwischen zwei Motorwegpositionen und den dazugehörigen Zeitschritten berechnet. Der Anfangsspalt wird in einer Parameteranpassung während eines Hochlaufs des Rotors ermittelt. Während des Hochlaufs bewegt sich das Fanglager nicht. Über die geometrischen Beziehungen des Fanglageranlaufrings und des Rotoranlaufrings kann der gemessene Wegverlauf des Linearmotors in die Spaltgröße und die Spaltänderungsgeschwindigkeit umgerechnet werden.

- **Reibwertänderung zwischen Rotor und Fanglager**

Bei einem Hochlauf, bei dem das Fanglager konstant an einem Punkt gehalten wird, lässt sich durch Parameteranpassung der Reibwert ermitteln. Anschließend wird mit dem Linearmotor das Fanglager auf den nächsten Punkt gefahren, an dem der Kontaktring ein anderes Material und damit einen anderen Reibwert hat. Wiederum wird durch einen Hochlauf und eine Parameteranpassung der zweite Reibwert bestimmt. Dieser Vorgang wiederholt sich, bis alle Punkte abgefahren sind, die unterschiedliche Reibparameterwerte haben.

### 3.3.5 Steuerung der Kontaktparameter

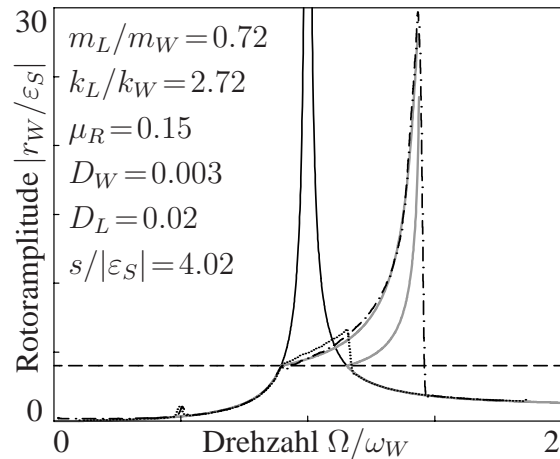
Damit der Spalt  $s$  und die Spaltänderungsgeschwindigkeit  $\dot{s}$  zwischen Rotor und Fanglager vorgegeben werden können, werden der Fahrweg  $x_L$  und die Fahrgeschwindigkeit  $\dot{x}_L$  des Linearmotors mit dem Echtzeitsystem Matlab xPC Target geregelt. Dem Echtzeitsystem werden eine Sollgeschwindigkeit und der anzufahrende Endpunkt des Wegs vorgegeben. In einer internen Kaskadenregelung werden die Differenz zwischen Sollgeschwindigkeit und Istgeschwindigkeit in einer inneren Schleife und die Differenz zwischen dem Endpunkt des Weges und dem Istweg in einer äußeren Schleife geregelt. Der Istweg wird über einen Inkremental-Wegsensor gemessen. Die Geschwindigkeit wird durch Differenzenbildung zwischen dem momentanen Wegpunkt und dem Wegpunkt eine Schrittweite vorher sowie den dazugehörigen Zeitschritten bestimmt. Da die Differenzenbildung den Geschwindigkeitsverlauf aufräut, unterstützt ein Beobachter die Regelung. Dieser bildet die Dynamik des Linearmotors als Übertragungsfunktion zwischen Stellgröße und Geschwindigkeit des Linearmotors ab. Zur Regelung wird die Geschwindigkeit verwendet, deren Betrag am kleinsten ist.

### 3.3.6 Parameterermittlung des experimentellen Modells

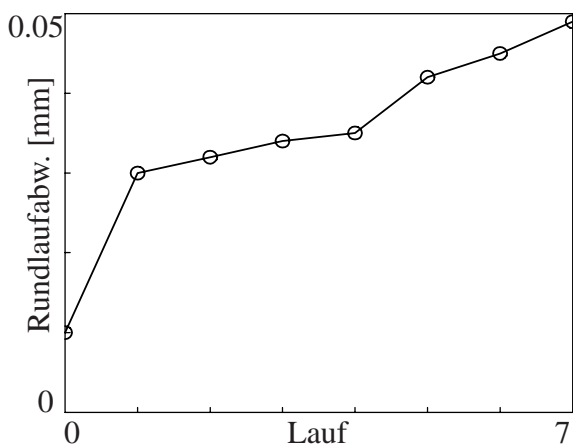
Für Vergleiche zwischen experimentellen und numerischen Versuchen werden die Parameter des numerischen Rotormodells und des numerischen Fanglagermodells an den Versuchsstand angepasst.

Die Parameter werden in einem Hochlauf (strichpunktierte Linie) und einem Runterlauf (gepunktete Linie), wie es Bild 3.10 zeigt, über den theoretischen Verlauf (hellgraue Linie) ermittelt. Eine Versuchsreihe besteht

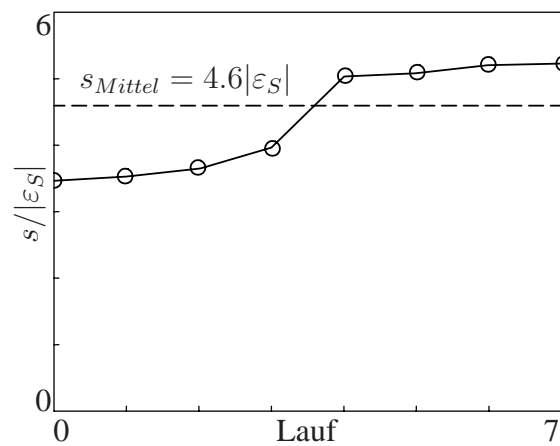
aus einem Hochlauf und einem Runterlauf mit konstantem Spalt sowie den eigentlichen Versuchsläufen, bei denen entweder die Drehzahl, der Spalt oder die Spaltöffnungsgeschwindigkeit variiert werden. Bild 3.11 zeigt die Rundlaufabweichung des Rotoranlauftrings während einer Versuchsreihe. Während dieser Versuchsläufe schleift sich der Rotoranlauftring am Fanglageranlauftring ab, so dass sich der Spalt während der Versuchsreihe etwas ändert. Daher muss der Anfangsspalt zusätzlich für die Simulation angepasst werden. Bild 3.12 zeigt die Werte des angepassten Anfangsspalts für die einzelnen Versuche. Der Mittelwert jeder Anfangsspaltweite aus dem angepassten Versuchslauf wird als Simulationsparameter verwendet.



**Bild 3.10:** Hoch- und Runterlauf zur experimentellen Parameteranpassung.



**Bild 3.11:** Abweichung vom Rundlauf.



**Bild 3.12:** Angepasste Spaltweiten und Mittelwert in den Versuchsläufen.

### 3.3.7 Schwächen des experimentellen Modells

Während der Entwicklung des experimentellen Modells traten Schwierigkeiten auf, die teilweise behoben werden konnten.

#### • Steifigkeit des Fanglagerkäfigs in horizontaler Richtung

Die Modalanalyse des Fanglagerkäfigs zeigt mehrere Eigenfrequenzen in horizontaler Richtung, die in Tabelle 3.4 aufgeführt sind.

**Tabelle 3.4:** Eigenfrequenzen des Fanglagerkäfigs

Parameter	Symbol	Einheit	Wert	Quelle
1. Eigenfrequenz	$\omega_{FK,v}/2\pi$	Hz	43.5	Messung
	$\omega_{FK,v}/\omega_W$	1	2.0	Rechnung
2. Eigenfrequenz	$\omega_{FK,v}/2\pi$	Hz	70.8	Messung
	$\omega_{FK,v}/\omega_W$	1	3.3	Rechnung
3. Eigenfrequenz	$\omega_{FK,v}/2\pi$	Hz	104.8	Messung
	$\omega_{FK,v}/\omega_W$	1	4.9	Rechnung
4. Eigenfrequenz	$\omega_{FK,v}/2\pi$	Hz	145.3	Messung
	$\omega_{FK,v}/\omega_W$	1	6.7	Rechnung
5. Eigenfrequenz	$\omega_{FK,v}/2\pi$	Hz	416.3	Messung
	$\omega_{FK,v}/\omega_W$	1	19.3	Rechnung
6. Eigenfrequenz	$\omega_{FK,v}/2\pi$	Hz	467.5	Messung
	$\omega_{FK,v}/\omega_W$	1	21.6	Rechnung

Die erste Eigenfrequenz in horizontaler Richtung liegt bei  $\omega_{FK,v} = 2\omega_W$ . Im Vergleich dazu liegt die erste Eigenfrequenz des Fanglagerkäfigs in vertikaler Richtung bei  $\omega_{FK,h} = 19.4\omega_W$ . Um die erste Eigenfrequenz in horizontaler Richtung in höhere Werte zu verschieben, wurden folgende Änderungen am Versuchsstand vorgenommen:

- herabsetzen der Grundplatte, auf der das Modell aufgebaut ist,
- anbringen von seitlichen Querstreben an die Halteplatte, auf der die Linearmotoren befestigt sind und
- anbringen von seitlichen Platten an den Fanglagerkäfig.

Diese Änderungen konnten allerdings die erste Eigenfrequenz nicht verschieben. Eine zweite Modalanalyse des Modells ohne Fanglagerkäfig zeigt die erste Eigenfrequenz bei  $\omega_{FKO} = 2.3\omega_W$ . Grund für diese Eigenfrequenz sind die Führungslager des Schlittens. Sie sind nicht steif genug und können nicht ohne weiteres zusätzlich versteift werden.

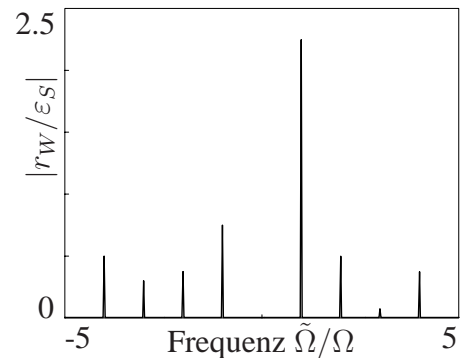
#### • Frequenzanteile des Rotors bei stationärer Drehzahl

Bei den ersten Rotorläufen zeigte sich ein Fourierspektrum, wie es in Bild 3.13 dargestellt

ist. Neben der drehsynchronen Schwingung sind superharmonische Schwingungsanteile zu erkennen.

Unterschiedliche Bauteile wurden auf ihren Einfluss auf das Fourierspektrum hin untersucht. Die Tabelle 3.5 zeigt einen Überblick.

Alle Untersuchungen führten lediglich zu geringfügigen Änderungen des Fourierspektrums. Erst die Anbringung der Auswuchtmasse in der zylindrischen Hülse des Anlaufrings, statt wie bisher an der Massescheibe, führte letztendlich zu einem Fourierspektrum ohne superharmonische Schwingungen.



**Bild 3.13:** Fourierspektrum des Rotors bei stationärer Drehzahl.

**Tabelle 3.5:** Untersuchte Bauteile

Bauteil	möglicher Effekt	Abhilfe
Spannhülse	Stick-Slip-Effekte	hinreichendes Anziehen
Wälzlager	Ratterneigung	Schmierung
Kupplungen	höhere Nachgiebigkeit	gezielte Auswahl
Zylindrische Hülse mit Rotoranlaufring	gyroskopische Effekte	Bauteilezentrierung
Motorunterbau	Anregung von Schwingungen anderer Bauteile	Steifigkeitserhöhung des Unterbaus
Massescheibe mit Gradzahlnoten	Verfälschung des Messsignals	glatte Massescheibe
Auswertelektronik Sensor	Fehlfunktion	Austausch
Sinusgeber	Fehlfunktion	Austausch
Drehgeber	Fehlfunktion	Austausch
Polpaare Drehstrommotor	motorseitige Schwingungen	Ausgleichsdrehträgkeit (motorseitig)
Ausgleichsunwucht	gyroskopische Effekte	Schwerpunktzentrierung

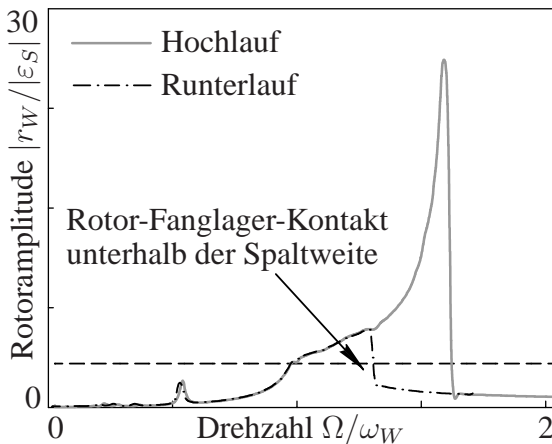
#### • Rundlaufabweichung in der Kontaktebene

Auswertungen der Rotoramplitude beim Hoch- und Runterlauf zeigten ein Verhalten wie es in Bild 3.14 dargestellt ist.

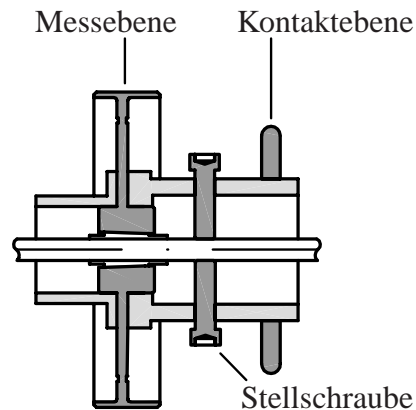
Während sich der Rotor beim Hochlauf bei Erreichen der Spaltweite an das Fanglager anlegt, scheint der Rotor beim Runterlauf vor Erreichen der Spaltweite in Kontakt mit dem



Fanglager zu kommen. Grund für diesen Fehler ist die Rundlaufabweichung in der Kontaktebene (siehe Bild 3.15).



**Bild 3.14:** Abweichung vom Rundlauf.



**Bild 3.15:** Mess- und Kontakteben am Rotor.

Die Rundlaufabweichung in der Messebene wird, wie im Kapitel 3.3.4 beschrieben, eliminiert. Die Rundlaufabweichung in der Kontaktebene dagegen nicht. Die Rotoramplitude im unterkritischen Bereich hat eine andere Auslenkungsrichtung als im überkritischen Bereich. Dies hat zur Folge, dass sich die Rundlaufabweichung beim Hochlauf zu einem anderen komplexen Wert der Rotoramplitude aufaddiert als beim Runterlauf. Für die Messebene scheint dadurch der Rotor während des Hochlaufs bei einer anderen Auslenkung in Kontakt mit dem Fanglager zu kommen als bei einem Runterlauf.

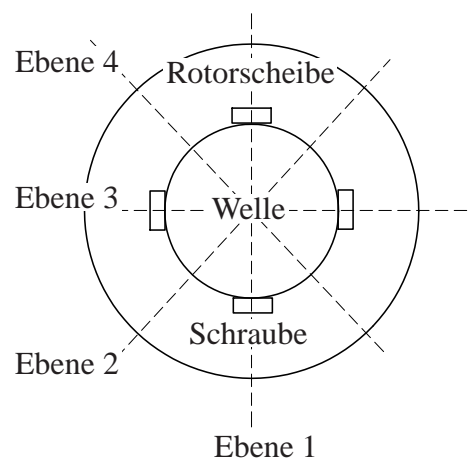
Um auch die Rundlaufabweichung in der Kontaktebene zu eliminieren, wurden in der zylindrischen Hülse zwischen Rotormasse und Anlaufring vier Schrauben angebracht. Die Schnittzeichnung in Bild 3.15 zeigt zwei davon. Mit diesen Schrauben kann der Fanglageranlaufring mit Hilfe einer Messuhr so positioniert werden, dass er keine Rundlaufabweichung aufweist. Die Einstellung der Kontaktebene wird vor jeder Versuchsreihe durchgeführt.

#### • Anisotropie und Nichtlinearität des Rotors

Bild 3.16 zeigt eine schematische Zeichnung des Rotors mit Stellschrauben. In vier Ebenen wurden durch Modalanalyse die Eigenfrequenz (Bild 3.17) und die Dämpfung (Bild 3.18) bestimmt.

In Bild 3.17 ist exemplarisch für die Ebene 1 die Rotoreigenfrequenz in Abhängigkeit von der Autoleistungsdichte (Power Spectral Density (PSD)) der Erregerkraft dargestellt. Mit zunehmender Kraft sinkt die Eigenfrequenz des Rotors.

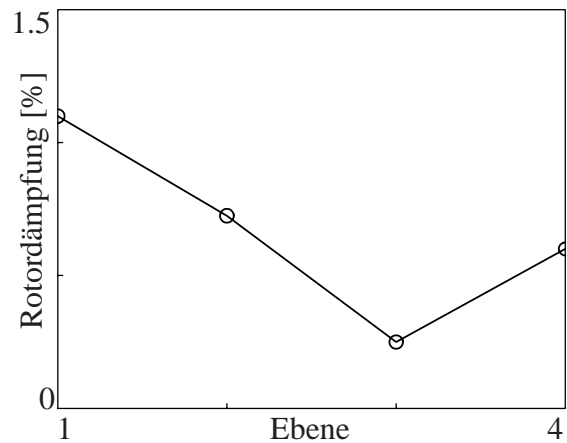
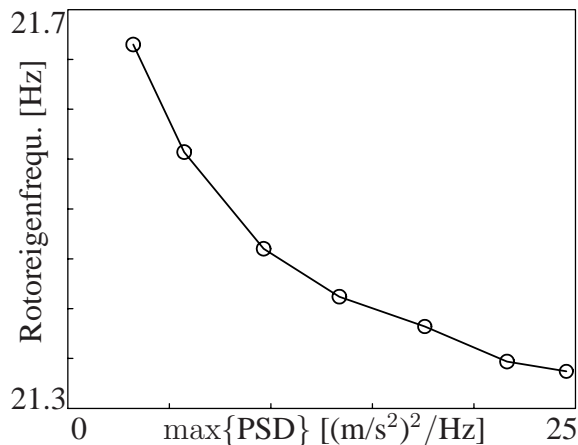
Sie ist damit amplitudenabhängig, und die Rotorschwingung ist nichtlinear.



**Bild 3.16:** Schematische Zeichnung des Rotors mit Stellschrauben.



Bild 3.18 zeigt die Rotordämpfung in den vier Ebenen. Die Ebenen zwei und vier haben etwa die gleiche Dämpfung. In diesen Ebenen liegen keine Stellschrauben (vergleiche Bild 3.16). In den Ebenen eins und drei weichen die Dämpfungen von einander ab. Die Stellschrauben haben damit Einfluss auf die Dämpfung. Je nach Anpresskraft der Schrauben auf die Welle ändert sich die Kontaktreibung zwischen Stellschraube und Welle. Der Rotor hat eine anisotrope Dämpfung.



**Bild 3.17:** Rotoreigenfrequenz in Ebene 1.    **Bild 3.18:** Rotordämpfung in Ebene 1-4.

#### • Verbesserungsvorschlag am experimentellen Modell

Die Rundlaufabweichung in der Kontaktebene kann ohne Stellschrauben behoben werden, wenn der Abstand zwischen Messebene und Kontaktebene so gering wie möglich ausgelegt werden würde. Mit dem Wegfall der Stellschrauben fielen die Nichtlinearität und die anisotrope Dämpfung ebenfalls weg. Wahrscheinlich wiese der Rotor damit auch keine superharmonischen Schwingungen ohne Kontakt auf.

Die Nachgiebigkeit der Schlittenführung könnte vermieden werden, wenn die Linearmotoren direkt an den Fanglagerkäfig angebracht werden würde. Ein Linearmotor würde für die Verstellung des Fanglagers ausreichen, so dass der Fanglagerkäfig statt auf einem Schlitten direkt auf den Linearmotor geschraubt werden könnte. Falls dies noch nicht ausreicht, könnten eine Führung oder der zweite Linearmotor seitlich vom ersten Linearmotor zu einer weiteren Versteifung des Systems angebracht werden.

## Kapitel 4

# Dynamik bei Veränderung der Spaltweite

## 4.1 Vermeidung der Resonanzdurchfahrt

In diesem Kapitel wird die Dynamik bei Veränderung der Spaltweite untersucht, um eine Aussage darüber machen zu können, ob man Resonanzdurchfahrten vermeiden kann. Ziel ist es herauszufinden, ob dazu eine quasi-stationäre, moderate oder abrupte Spaltweitenveränderung die besten Resultate hervorbringt. Sofern Parameter in den folgenden Diagrammen nicht angegeben sind, liegen für die Darstellung der Phänomene die Standardparameter der Tabelle 4.1 zugrunde.

**Tabelle 4.1:** Standardparameter für die analytischen und numerischen Untersuchungen

Parameter	Symbol	Wert
Rotormasse	$m_W$	2.07 kg
Rotorsteifigkeit	$k_W$	$32.2 \cdot 10^3$ N/m
Eigenkreisfrequenz des Rotors	$\omega_W$	$\sqrt{k_W/m_W} = 124.7$ 1/s
Rotordämpfung	$b_W$	25.8 kg/s
Dämpfungsmaß des Rotors	$D_W$	$b_W/(2\sqrt{m_W k_W}) = 0.05$
Masse des sehr leichten und leichten Fanglagers	$m_L$	$0.01 m_W$
Masse des schweren Fanglagers	$m_L$	$3 m_W$
Steifigkeit des sehr leichten und leichten Fanglagers	$k_L$	$3 k_W$
Steifigkeit des schweren Fanglagers	$k_L$	$0.2 k_W$
Fanglagerdämpfung	$b_L$	36.1 kg/s
Dämpfungsmaß des Fanglagers	$D_L$	$b_L/(2\sqrt{m_W k_W}) = 0.07$
Exzentrizität des Anlauftrings	$\varepsilon_A$	0
Reibkoeffizient der Kontaktfläche	$\mu_R$	0

Für die theoretischen Untersuchungen werden die Parameter an den Versuchsstand angepasst. Die Werte des Versuchsstands sind den Tabellen 3.1 und 3.2 zu entnehmen.

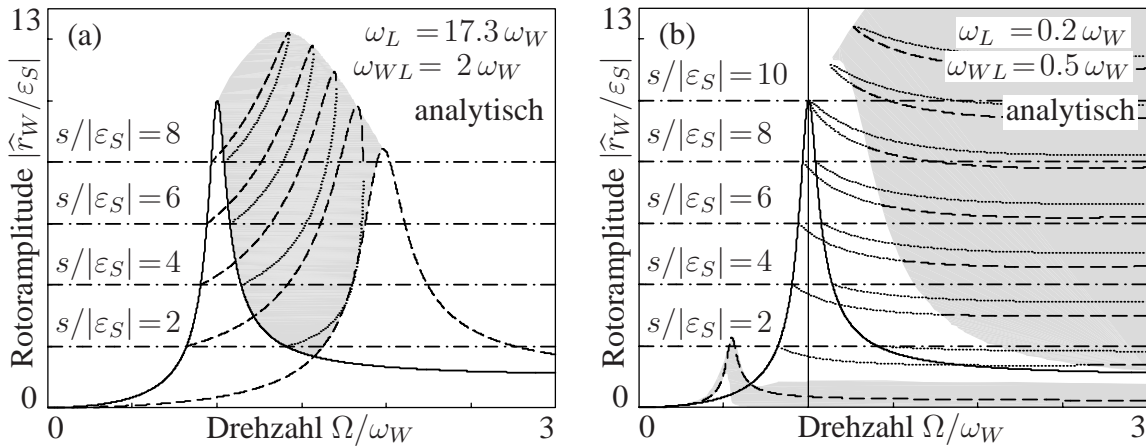
#### 4.1.1 Quasi-stationäre Spaltveränderung

Verändert sich der Spalt quasi-stationär, können transiente Vorgänge wie Kontaktstöße zwischen Rotor und Fanglager oder instationäre Schwingungen vernachlässigt werden. Deswegen können in diesem Kapitel Aussagen über das Verhalten des Rotors bei quasistationärer Spaltverstellung anhand stationär berechneter drehsynchroner unwuchterzwungener Rotoramplituden hergeleitet werden. Es wird der Drehzahlbereich begrenzt, in welchem eine Spaltverstellung die Resonanzdurchfahrt vermeiden kann und in welchem die Spaltweite für eine abrupte Spaltverstellung optimal ist. Dieses Kapitel zeigt zudem, dass es immer ein Einschwingen geben muss. Alleine über die Spaltverstellung kann das Einschwingen des Rotors mit einem Fanglager nicht ausgeregelt werden.

Die Berechnung der drehsynchronen Unwuchtbewegung des Rotors mit Fanglagerkontakt soll hier nur kurz skizziert werden. Für die ausführliche Herleitung sei auf [61] verwiesen.

Zur Berechnung der drehsynchronen Bewegung werden die Bewegungsgleichungen (3.2) und (3.3) mit einem drehfrequenten Ansatz in ein algebraisches Gleichungssystem überführt. Anschließend werden die komplexen Amplituden der Kontaktkraft und der Rotorauslenkung in Abhängigkeit von der Fanglageramplitude dargestellt. Mit diesen Ergebnissen können die komplexen Amplituden der Kontaktkraft und der Rotorauslenkung aus der kinematischen Kontaktbedingung (3.18) eliminiert werden. Man erhält eine nichtlineare algebraische Gleichung für die komplexe Amplitude der Fanglagerauslenkung. Nach Betragsbildung folgt eine quadratische Gleichung für den Betrag der Fanglageramplitude, die analytisch gelöst werden kann. Negative Werte für den Betrag der Fanglageramplitude müssen aussortiert werden, da sie physikalisch keinen Sinn ergeben. Durch Rücksubstitution des Betrages der Fanglageramplitude in die anderen nichtlinearen algebraischen Gleichungen folgen die komplexe Fanglageramplitude sowie schließlich die komplexen Amplituden der Kontaktkraft und der Rotorauslenkung.

Wie in Kapitel 2.2 beschrieben, bestimmt die Spaltweite die Systemklasse des Rotor-Fanglager-Systems. Zudem prägt sie, wie in den Bildern 4.1(a) und 4.1(b) zu sehen ist, die Ausdehnung des Drehzahlbereichs unter Kontakt. Die Rotoramplitude ohne Kontakt ist mit durchgehender Linie, die stabile Rotoramplitude mit Kontakt mit gestrichelter Linie und die instabile Rotoramplitude mit Kontakt mit gepunkteter Linie dargestellt. Die Drehzahlbereiche, in denen die drehfrequente Lösung der Rotoramplitude mit Fanglagerkontakt stabil ist, wird durch die schraffierten Flächen begrenzt. Die Amplitude des Rotors unter Kontakt kann sich deswegen nur innerhalb dieser Fläche befinden, und die maximale Amplitude des Rotors ist durch die Grenze zwischen schraffierter und nicht schraffierter Fläche gegeben.

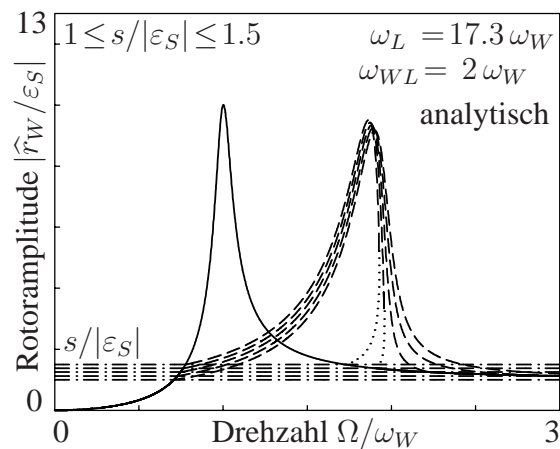


**Bild 4.1:** Rotor mit (a)  $\omega_W < \omega_L$  und (b)  $\omega_L < \omega_W$ .

#### • Quasi-stationäre Spaltveränderung bei leichtem oder sehr leichtem Fanglager

In Bild 4.1(a) ist die Rotoramplitude mit leichtem oder sehr leichtem Fanglager zu erkennen. Bei einem Spalt  $s$ , der kleiner als die Exzentrizität  $|\epsilon_S|$  ist, hängt die Rotoramplitude nicht über. Es liegt ein leichtes Fanglager vor. Der Rotor kommt bei kleinen Werten der Rotoramplitude in Kontakt mit dem Fanglager. Im Spaltweitenbereich zwischen  $|\epsilon_S| < s < 1.5|\epsilon_S|$ , wie in Bild 4.2 zu sehen, ändert sich die Systemklasse vom leichten Fanglager zum sehr leichten Fanglager.

Der Rotor kommt erst bei größeren Werten der Rotoramplitude in Kontakt mit dem Fanglager. Die Rotoramplitude knickt ab und bildet einen überhängenden Amplitudenast aus. Ein sehr leichtes Fanglager liegt ab einem Spalt  $s > 1.4|\epsilon_S|$  vor. Bei weiterem Vergrößern des Spalts verringert sich der Drehzahlbereich, den der überhängende Amplitudenast abdeckt (siehe Bild 4.1(a)). Ab einer Spaltweite von  $s > 10|\epsilon_S|$  verschwindet der überhängende Amplitudenast schließlich ganz. Es tritt kein Kontakt mehr auf.



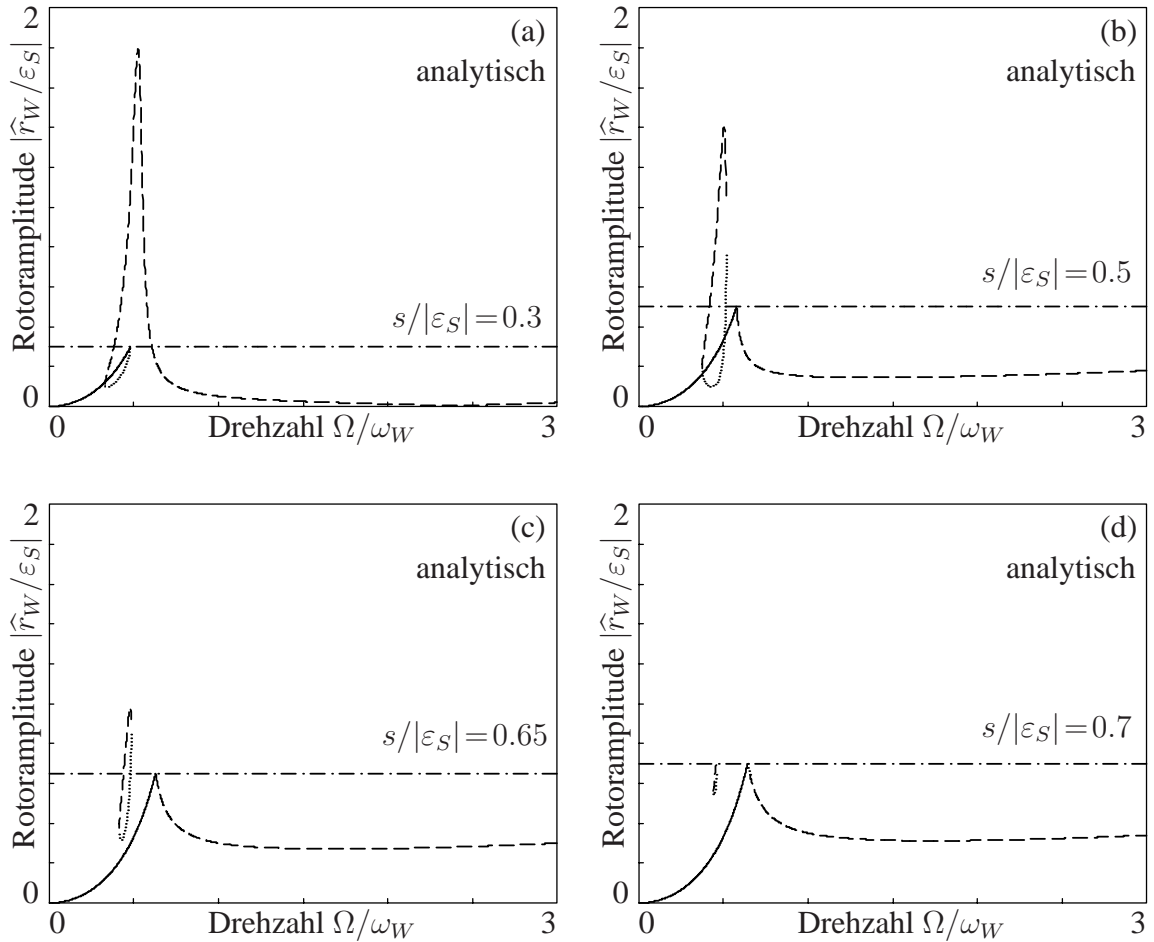
**Bild 4.2:** Systemübergang von leicht nach sehr leicht.

#### • Quasi-stationäre Spaltveränderung bei schwerem Fanglager

In Bild 4.1(b) ist die Rotoramplitude eines Rotors mit schwerem Fanglager bei unterschiedlichen Fanglagerspaltweiten zu sehen. Ist der Fanglagerspalt  $s$  größer als die Exzentrizität  $|\epsilon_S|$ , überschreitet die Rotoramplitude der drehsynchronen Bewegung den Fanglagerspalt nicht. Ein stabiler Bereich existiert erst bei höheren Drehzahlen als der biegekritischen Drehzahl des Rotors. Zwischen dem stabilen Bereich und der Drehzahl des ersten Kontakts liegt immer ein instabiler Bereich. Ist der Fanglagerspalt  $s$  kleiner als die Exzentrizität  $|\epsilon_S|$ ,

existiert im gesamten Drehzahlbereich eine stabile drehsynchrone Bewegung mit Kontakt.

Wird der Spalt  $s$  größer als die maximale drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude ohne Kontakt  $|\hat{r}_W|$ , existiert neben der drehsynchronen unwuchterzwungenen Bewegung des Rotors ohne Kontakt auch eine drehsynchrone Lösung mit Kontakt im überkritischen Drehzahlbereich. Diese ist teilweise stabil und kann bei einem Hoch- oder Runterlauf des Rotors nur erreicht werden, wenn der Rotor bereits mit dem Fanglager in Kontakt war, wie zum Beispiel bei einer langsamen Spaltvergrößerung oder durch transiente Stöße am Rotor, die den Kontakt erzwingen.



**Bild 4.3:** Rotoramplitude mit schwerem Fanglager in Abhängigkeit von der Drehzahl bei verschiedenen Spaltgrößen.

Die Bilder 4.3(a) bis 4.3(d) sind eine vergrößerte Darstellung des Bildes 4.1(b). Sie zeigen die drehsynchronen unwuchterregten Rotoramplituden eines schweren Fanglagers in Abhängigkeit der Drehzahl für Spaltweiten  $s$  kleiner als die Exzentrizität  $|\epsilon_S|$ . Eine drehsynchrone unwuchterzwungene Schwingung ohne Kontakt existiert nur im unterkritischen Drehzahlbereich, und eine stabile drehsynchrone unwuchterzwungene Schwingung mit Kontakt entsteht nur im restlichen Drehzahlbereich. Die Rotoramplitude mit Kontakt bei der Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  des starr verbundenen Gesamtsystems verringert sich mit wachsendem Spalt und schnürt sich zu zwei eigenständigen (teilweise) stabilen Lösungsästen ab. Auf diesen Lösungsästen hat der Rotor eine kleinere Amplitude als das Fanglager.

Die Bewegung auf den (teilweise) stabilen Lösungsästen gleicht nach [15] dem Hula-Hoop-Effekt.

• **Drehzahlbereich für die Spaltverstellung bei leichtem oder sehr leichtem Fanglager**

Unterhalb der Drehfrequenz  $\Omega = \omega_W$  führt das Vergrößern des Fanglagerspalts lediglich dazu, dass der Rotor mit leichtem und sehr leichtem Fanglager auf die drehsynchrone Unwuchtbewegung des Rotors ohne Fanglagerkontakt fällt. Die Resonanz muss dadurch bei einem Hochlauf ohne Fanglagerunterstützung durchfahren werden. Der Drehzahlbereich  $0 \leq \Omega \leq \omega_W$  ist daher uninteressant für eine Amplitudenbeeinflussung durch den Fanglagerspalt. Bei einem schweren Fanglager kann das Vergrößern des Fanglagerspalts im Drehzahlbereich  $0 \leq \Omega \leq \omega_W$  sogar dazu führen, dass die Rotoramplitude auf dem abgeschnürten stabilen Lösungsast landet. Wird bei weiterem Vergrößern der Spaltweite die stabile Lösung instabil, so fällt der Rotor auf die drehsynchrone unwuchterzwungene Bewegung ohne Kontakt.

Auch der Drehzahlbereich  $\omega_{WL} \leq \Omega \leq \infty$  ist für eine langsame Spaltvergrößerung bei leichtem und sehr leichtem Fanglager nicht von Interesse, da die Resonanzfrequenz des gekoppelten Gesamtsystems  $\omega_{WL}$  bei einem Hochlauf bereits durchfahren wurde und der Rotor sich vom Fanglager gelöst hat.

Dreht der Rotor mit einer festen Drehfrequenz  $\Omega$  zwischen  $\omega_W$  und  $\omega_{WL}$  und wird der Spalt quasistatisch vergrößert, wächst die Amplitude der drehsynchronen Unwuchtbewegung des Rotors mit Kontakt bei einem leichten und einem sehr leichtem Fanglager, bis sie die Grenze des schraffierten Bereichs in Bild 4.1(a) erreicht hat. Bei einer weiteren Vergrößerung des Spalts löst sich der Rotor vom Fanglager, da kein stabiler Lösungsast der unwuchterzwungenen drehsynchronen Rotorbewegung mit Kontakt vorhanden ist.

• **Drehzahlbereich für die Spaltverstellung bei schwerem Fanglager**

Bei einem schweren Fanglager wächst die Rotoramplitude mit Kontakt im Drehzahlbereich  $\omega_W \leq \Omega \leq \infty$  mit quasistatischem Vergrößern des Fanglagerspalts bis die drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude mit Kontakt instabil wird. Danach stellt sich eine andere Bewegungsform ein. Erreicht die Rotoramplitude bei weiterem Vergrößern des Fanglagerspalts den grau schraffierten Bereich in Bild 4.1(b), wird die drehsynchrone Unwuchtbewegung des Rotors mit Kontakt wieder stabil und wächst weit über die maximale Rotoramplitude ohne Kontakt an. Die Spaltverstellung mit einem schweren Fanglager ist daher ungeeignet, um Resonanzdurchfahrten zu vermeiden.

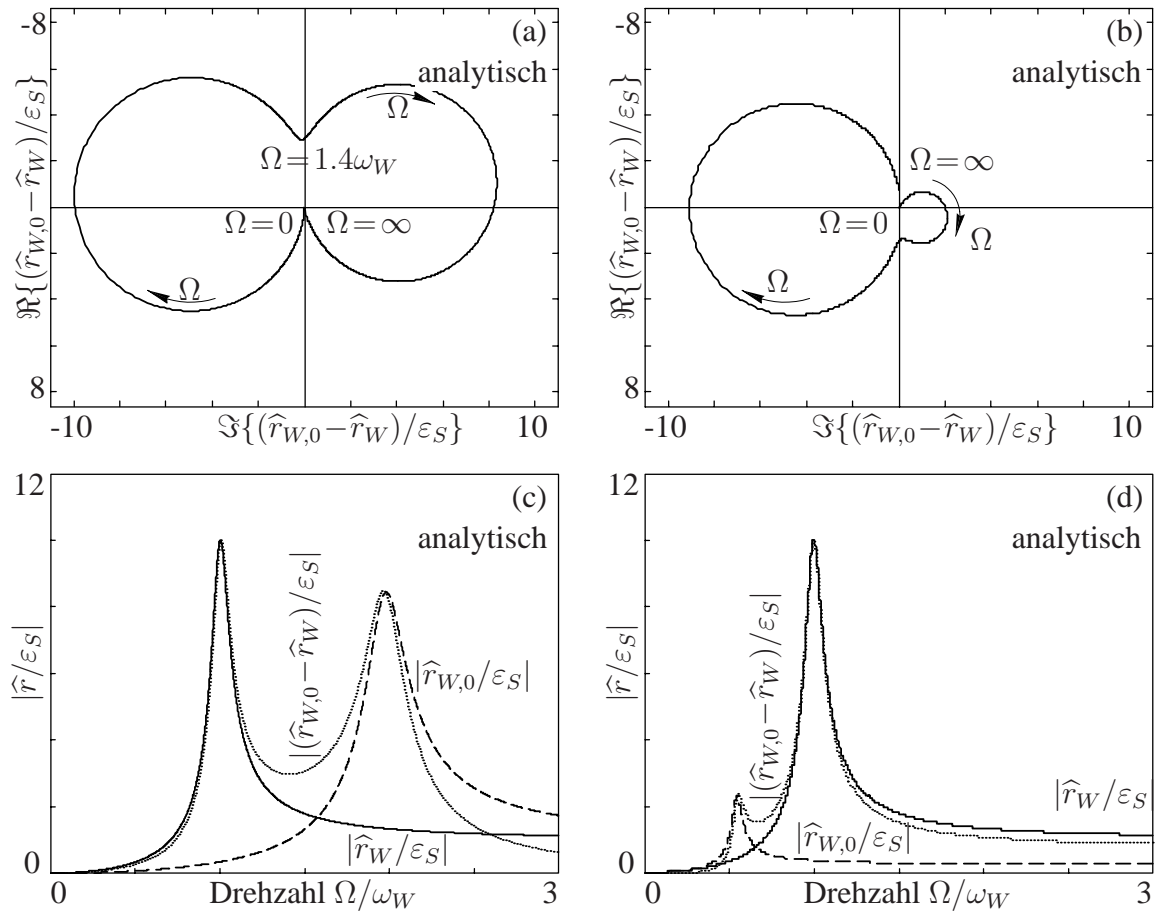
• **Anfangsspaltweite für die Spaltverstellung**

Sobald sich aber der Rotor vom Fanglager löst, wird es einen Übergang von einer Rotoramplitudenkurve mit Kontakt  $\hat{r}_{W,0}$  zu einer Rotoramplitudenkurve ohne Kontakt  $\hat{r}_W$  geben, der über die Differenz der beiden Amplitudenkurven beschrieben werden kann.

Bild 4.4(a) zeigt in der komplexen Ebene die Differenz  $\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W$  eines leichten Fanglagers und Bild 4.4(b) die eines schweren Fanglagers mit der Spaltweite  $s = 0$ . Außer bei  $\Omega =$

0 und  $\Omega \rightarrow \infty$  existiert bei einem leichten Fanglager keine Drehfrequenz, bei der diese Differenz verschwindet. Bei einem schweren Fanglager verschwindet die Differenz auch bei  $\Omega \rightarrow \infty$  nicht. Beim Lösen des Rotors vom Fanglager wird es somit immer einen Einschwingvorgang geben.

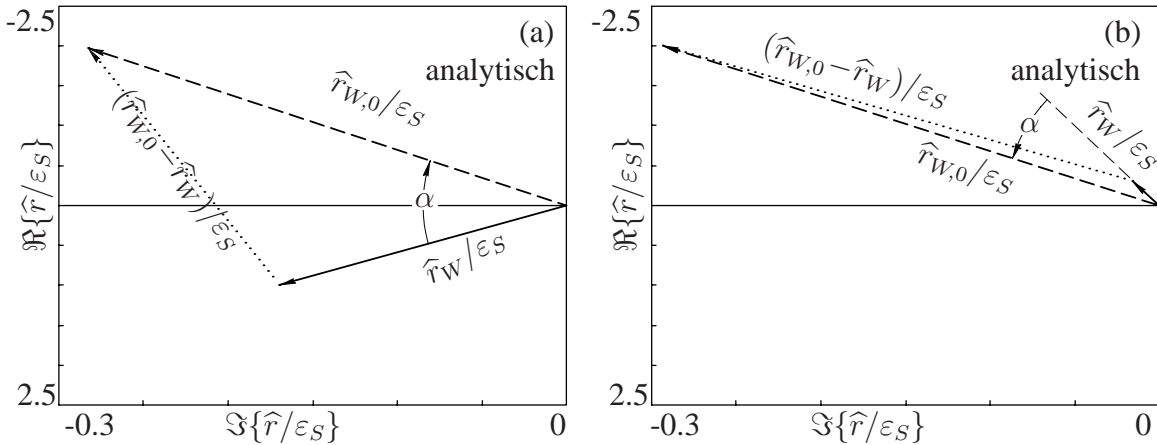
Wie stark der Einschwingvorgang die unwuchterzwungene drehsynchronen Rotoramplitude ohne Kontakt überlagert, hängt vom Betrag der Differenz  $\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W$  ab, der in Bild 4.4(c) für ein leichtes Fanglager und in Bild 4.4(d) für ein schweres Fanglager als gepunktete Linie dargestellt ist. Zudem sind der Betrag der drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude ohne Kontakt als durchgezogene Linie und die drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude mit Kontakt und der Spaltweite  $s = 0$  als gestrichelte Linie dargestellt. Bild 4.4(c) verdeutlicht, dass beim kleinsten Betrag der Differenz  $\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W$  bei einem leichten Fanglager die Resonanzkurve des Rotors ohne Kontakt bereits überkritisch ist, die Resonanzkurve des Rotors mit Kontakt allerdings noch unterkritisch.



**Bild 4.4:** Differenz der komplexen Rotoramplituden mit und ohne Kontakt: (a) leichtes Fanglager (b) schweres Fanglager. Betrag der Amplitudendifferenz und der Rotoramplituden mit und ohne Kontakt in Abhängigkeit von der Drehzahl: (c) leichtes Fanglager, (d) schweres Fanglager.

Somit ergibt sich zwischen der Rotoramplitude ohne Kontakt  $r_W$  und der Rotoramplitude mit Kontakt  $r_{W,0}$  ein Phasenwinkel, den Bild 4.5(a) zeigt.



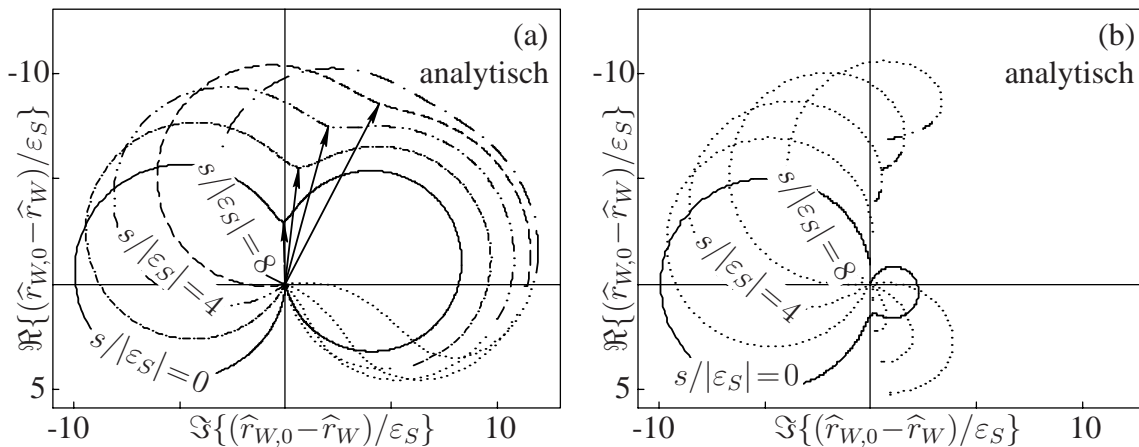


**Bild 4.5:** Komplexe Rotoramplituden mit und ohne Kontakt bei  $\Omega = 1.4 \omega_W$ . (a) leichtes Fanglager, (b) schweres Fanglager.

Hierbei sind in der komplexen Ebene bei der Drehzahl  $\Omega = 1.4 \omega_W$ , bei welcher der Betrag der Differenz  $\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W$  am kleinsten ist, die Rotoramplituden mit Kontakt und ohne Kontakt aufgetragen. Neben dem Phasenunterschied kann man erkennen, dass auch der Betrag der Rotoramplitude ohne Kontakt  $r_W$  unterschiedlich ist zum Betrag der Rotoramplitude mit Kontakt  $r_{W,0}$ . In Bild 4.4(d) ist zu erkennen, dass bei der Drehzahl  $\Omega = 1.4 \omega_W$  ein Rotor-Fanglager-System mit schwerem Fanglager bereits die Koppeigenfrequenz  $\omega_{WL}$  und die Rotoreigenfrequenz  $\omega_W$  durchfahren hat. In Bild 4.5(b) ist der dazugehörige Phasenwinkel  $\alpha$  zu erkennen. Sowohl der Betrag der Differenz als auch der Phasenwinkel ändern sich mit höherer Drehzahl nicht mehr wesentlich.

Um die Rotoramplitude mit Kontakt direkt in die Rotoramplitude ohne Kontakt zu überführen, müsste man somit neben dem Betrag auch die Phase beeinflussen. Da das Fanglager aber nur indirekt durch die Normalkraft über die Reibung die Phase beeinflussen kann, ist eine direkte Steuerung von der Rotoramplitude mit Kontakt  $\hat{r}_{W,0}$  zur Rotoramplitude ohne Kontakt  $\hat{r}_W$  über den Spalt nicht möglich.

• **Differenz  $\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W$  eines leichten bis sehr leichten Fanglagers**



**Bild 4.6:** Differenz der Rotoramplituden mit und ohne Kontakt bei unterschiedlichen Spaltweiten für (a) ein leichtes und sehr leichtes Fanglager und (b) ein schweres Fanglager.

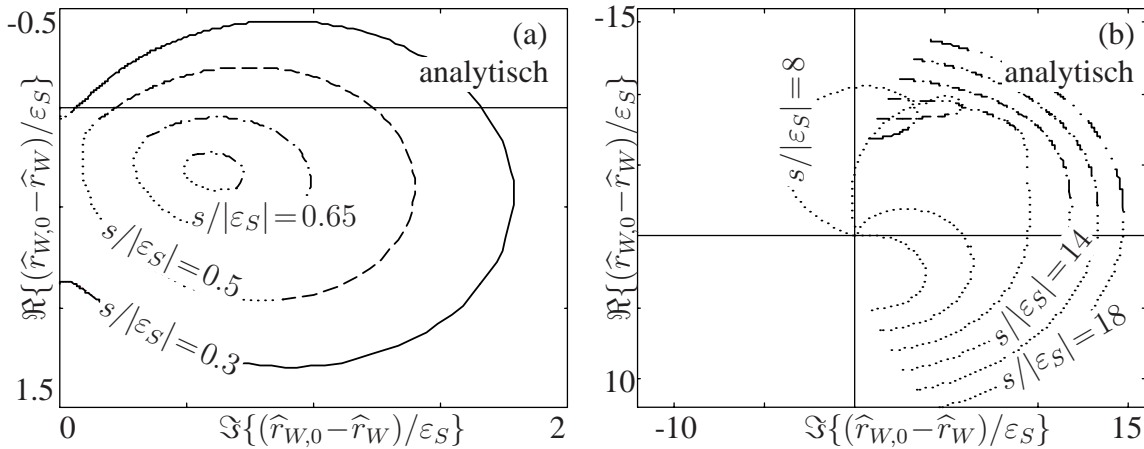


In Bild 4.6(a) sind die Differenzen  $\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W$  bei unterschiedlichen Spaltweiten eines leichten bis sehr leichten Fanglagers abgebildet. Mit zunehmender Spaltweite wird die kleinste Differenz zwischen der komplexen drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude mit und ohne Kontakt größer. Um das Einschwingen der Rotoramplitude auf die drehsynchrone Unwuchtbewegung des Rotors ohne Fanglagerkontakt so gering wie möglich zu halten, sollte somit ein möglichst kleiner Anfangsspalt gewählt werden.

• **Differenz  $\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W$  eines schweren Fanglagers**

Bild 4.6(b) zeigt die Differenzen  $\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W$  bei unterschiedlichen Spaltweiten eines schweren Fanglagers. Lediglich bei der Spaltweite  $s = 0$  existiert eine stabile Lösung der Rotoramplitude  $\hat{r}_{W,0}$  mit Kontakt und somit eine Differenz. Erst bei höheren Drehzahlen ist auch bei größeren Spaltweiten eine stabile Lösung der drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude mit Kontakt und damit eine Differenz möglich. Diese ist mit gestrichelter Linie in Bild 4.6(b) eingezeichnet.

Für Spaltweiten zwischen  $0.3|\varepsilon_S| \leq s \leq 0.7|\varepsilon_S|$  verdeutlicht Bild 4.7(a) das Abschnüren einer Lösungsinsel, die teilweise stabil ist (siehe Bilder 4.3(a) bis (d)). Bei Spaltweiten größer als  $s = 12|\varepsilon_S|$  zeigt Bild 4.7(b) teilweise stabile Lösungsäste der Differenz, die nicht geschlossen sind und sich mit wachsendem Spalt immer weiter vom Ursprung entfernen. Diese Lösungsäste gehören zu dem rechten, grau schraffierten Bereich in Bild 4.1(b).



**Bild 4.7:** Differenz der Rotoramplituden mit und ohne Kontakt bei unterschiedlichen Spaltgrößen für ein schweres Fanglager. (a) Spaltweite  $s < |\varepsilon_S|$ , (b) Spaltweite  $8 \leq s \leq 18|\varepsilon_S|$ .

#### 4.1.2 Abrupte Spaltveränderung

Löst sich der Rotor vom Fanglager und existieren keine weiteren transienten Vorgänge wie Kontaktstöße zwischen Rotor und Fanglager, hat die Fanglageramplitude keinen Einfluss auf den Rotor und muss nicht berücksichtigt werden. Lediglich die drehsynchrone Unwuchtbewegung des Rotors mit Fanglagerkontakt  $\hat{r}_{W,0}$  ist für die Ermittlung der Anfangsbedingungen wichtig. In diesem Kapitel wird der Einschwingvorgang des Rotors hergeleitet. Aus der Herleitung wird die größte Einschwingamplitude des Rotors abgeschätzt

und für unterschiedliche Parameterkombinationen untersucht.

Nach dem Ablösen des Rotors vom Fanglager schwingt der Rotor in die drehsynchrone Unwuchtbewegung ohne Fanglagerkontakt  $\hat{r}_W$  ein. Die instationäre Antwort des Rotors mit schwacher Dämpfung ist mit den Parametern aus Gleichung (2.1) und

$$b_W/m_W = 2D_W\omega_W \quad \delta_W = D_W\omega_W \quad \text{und} \quad \omega_{Wd} = \omega_W \sqrt{1 - D_W^2} \quad (4.1)$$

durch

$$r_W(t) = e^{-\delta_W t} (C_1 e^{i\omega_{Wd}t} + C_2 e^{-i\omega_{Wd}t}) + \hat{r}_W e^{i\Omega t} \quad (4.2)$$

beschrieben. Zur Untersuchung des Einflusses der instationären Schwingungen, bietet sich hier ein mitrotierendes Koordinatensystem  $\rho_W = r_W e^{-i\Omega t}$  an. Ersetzt man in Gleichung (4.2)  $r_W(t)$  durch  $r_W(t) = \rho_W(t) e^{i\Omega t}$ , so folgt

$$\rho_W(t) = e^{-\delta_W t} (C_1 e^{i(\omega_{Wd} - \Omega)t} + C_2 e^{-i(\omega_{Wd} + \Omega)t}) + \hat{r}_W. \quad (4.3)$$

Beginnt die Zeit  $t$ , wenn sich der Rotor gerade vom Fanglager gelöst hat, so hat die Welle zum Zeitpunkt  $t = 0$  die Anfangsbedingungen der drehsynchronen Unwuchtbewegung des Rotors mit Fanglagerkontakt  $\hat{r}_{W,0}$ .

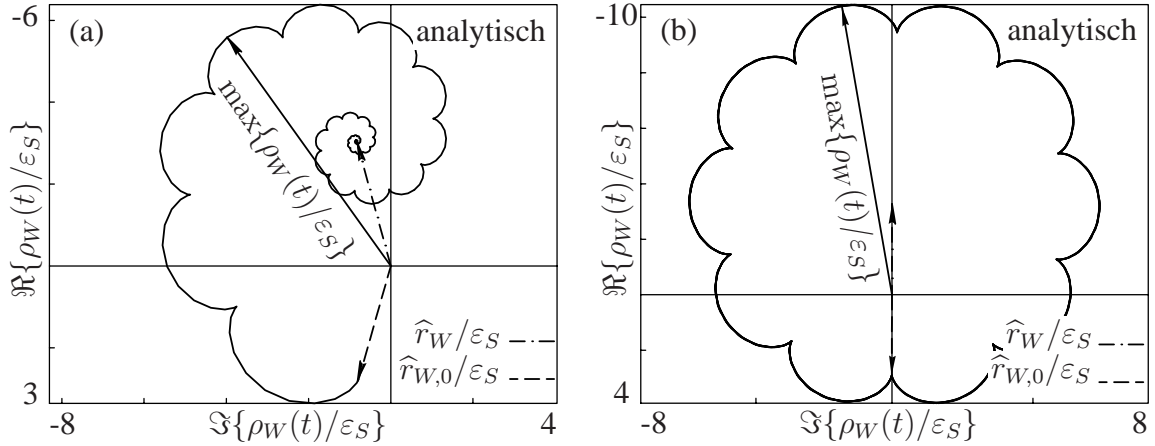
Mit diesen Anfangsbedingungen lassen sich die Integrationskonstanten  $C_1$  und  $C_2$  zu

$$C_1 = \frac{1}{2} \frac{(\omega_{Wd} + \Omega - i\delta_W)}{\omega_{Wd}} (\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W) \quad (4.4)$$

$$C_2 = \frac{1}{2} \frac{(\omega_{Wd} - \Omega + i\delta_W)}{\omega_{Wd}} (\hat{r}_{W,0} - \hat{r}_W) \quad (4.5)$$

bestimmen. Neben den Parametern des Rotors geht die Differenz der drehsynchronen Unwuchtbewegungen des Rotors mit und ohne Fanglagerkontakt, die in Kapitel 4.1.1 besprochen wurde, in die Integrationskonstanten ein.

In Bild 4.8(a) ist im mitrotierenden Koordinatensystem die instationäre Antwort des Rotors mit schwacher Dämpfung  $\rho_W(t)$  gezeigt. Durch das mitrotierende Koordinatensystem drehen sich die komplexen Zeiger  $\hat{r}_W$  und  $\hat{r}_{W,0}$  nicht mit der Drehfrequenz  $\Omega$  um den Ursprung. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  beginnt der instationäre Zeiger bei der unwuchterzwungenen Amplitude des Rotors mit Kontakt  $\hat{r}_{W,0}$  und endet in einer Spirale bei der unwuchterzwungenen Amplitude des Rotors ohne Kontakt  $\hat{r}_W$ . Der Anteil des instationären Zeigers durch die Integrationskonstante  $C_1$  rotiert im mitrotierenden Koordinatensystem mit  $(\omega_W - \Omega)$  um die unwuchterzwungene Amplitude des Rotors ohne Kontakt  $\hat{r}_W$ , der Anteil durch  $C_2$  mit  $(\omega_W + \Omega)$ .



**Bild 4.8:** Komplexe Rotoramplituden im mitrotierenden Koordinatensystem (a) mit Dämpfung, (b) ohne Dämpfung.

Zusätzlich ist in Bild 4.8(a) und (b) der maximale instationäre Zeiger  $\max\{\rho_W(t)\}$  eingezeichnet. Weder  $\max\{\rho_W(t)\}$  noch die unwuchterzwungene Rotoramplitude ohne Kontakt  $\hat{r}_W$  und mit Kontakt  $\hat{r}_{W,0}$  liegen auf einer Geraden.

Bild 4.8(b) stellt für einen dämpfungsfreien Rotor ( $D_W = 0$ ) und ein dämpfungsfreies Fanglager ( $D_L = 0$ ) den gleichen Einschwingvorgang wie Bild 4.8(a) dar. Auch hier zeigt sich, dass im Allgemeinen der instationäre Zeiger  $\rho_W$  nicht auf derselben Geraden wie die unwuchterzwungene Rotoramplitude ohne Kontakt  $\hat{r}_W$  und mit Kontakt  $\hat{r}_{W,0}$  liegt.  $\hat{r}_W$  und  $\hat{r}_{W,0}$  liegen hingegen auf einer Geraden. Da ohne Dämpfung der homogen Teil des instationären Zeigers  $\rho_W(t)$  nicht abklingt, bildet er statt einer Spirale eine „Blumenform“ aus.

Eine Abschätzung der instationären Amplitude des Rotors beim sofortigen Ablösen vom Fanglager erhält man über den Betrag aus unwuchterzwungener Rotoramplitude und den Integrationskonstanten. Dazu ergibt sich bei einem Rotor, der dämpfungsfrei ( $D_W = 0$ ) ist und keine Anlaufingezentrität ( $\varepsilon_A = 0$ ) hat, sowie einem Fanglager, das dämpfungsfrei ( $D_L = 0$ ) ist und keine Reibung zwischen Rotor und Fanglager hat ( $\mu_R = 0$ ), die unwuchterzwungene Bewegung des Rotors mit Kontakt

$$\hat{r}_{W,0} = \frac{\Omega^2 m_W}{a_{WL}} \varepsilon_S + s \frac{|a_L|}{|a_{WL}|} \quad (4.6)$$

und die ohne Kontakt

$$\hat{r}_W = \frac{\Omega^2 m_W}{a_W} \varepsilon_S \quad (4.7)$$

mit den dynamischen Steifigkeiten

$$\begin{aligned} a_{WL} &= k_W + k_L - \Omega^2(m_W + m_L), \\ a_W &= k_W - \Omega^2 m_W \text{ und} \\ a_L &= k_L - \Omega^2 m_L. \end{aligned} \quad (4.8)$$

In Gleichung (4.6) sind bereits die Lösungen ohne physikalischen Sinn aussortiert. Außerdem gilt sie nur im Drehzahlbereich unter Kontakt, welcher bei allen drei Systemklassen bei der Drehfrequenz  $\Omega_u$  beginnt. Bei einem leichten Fanglager endet der Drehzahlbereich unter Kontakt nach Gleichung (2.6) bei  $\Omega_o$ , bei einem sehr leichten Fanglager nach Gleichung (2.4) bei  $\Omega_\infty$ , und bei einem schweren Fanglager löst sich überkritisch der Rotor nicht vom Fanglager.

Ohne Dämpfung des Rotors und des Fanglagers und ohne Reibung liegen die komplexen Zeiger der unwuchterzwungenen Amplitude des Rotors ohne Kontakt  $\hat{r}_W$  und die mit Kontakt  $\hat{r}_{W,0}$  entgegengesetzt auf einer Geraden.

Wird die maximale instationäre Amplitude des Rotors mit der Dreiecksungleichung

$$\max\{|\rho_W|\} \leq |C_1| + |C_2| + |\hat{r}_W| \quad (4.9)$$

abgeschätzt, ist die rechte Seite eine konservative Abschätzung der maximalen instationären Amplitude des Rotors.

Der maximale Betrag der instationären Rotoramplitude ergibt sich dabei zu

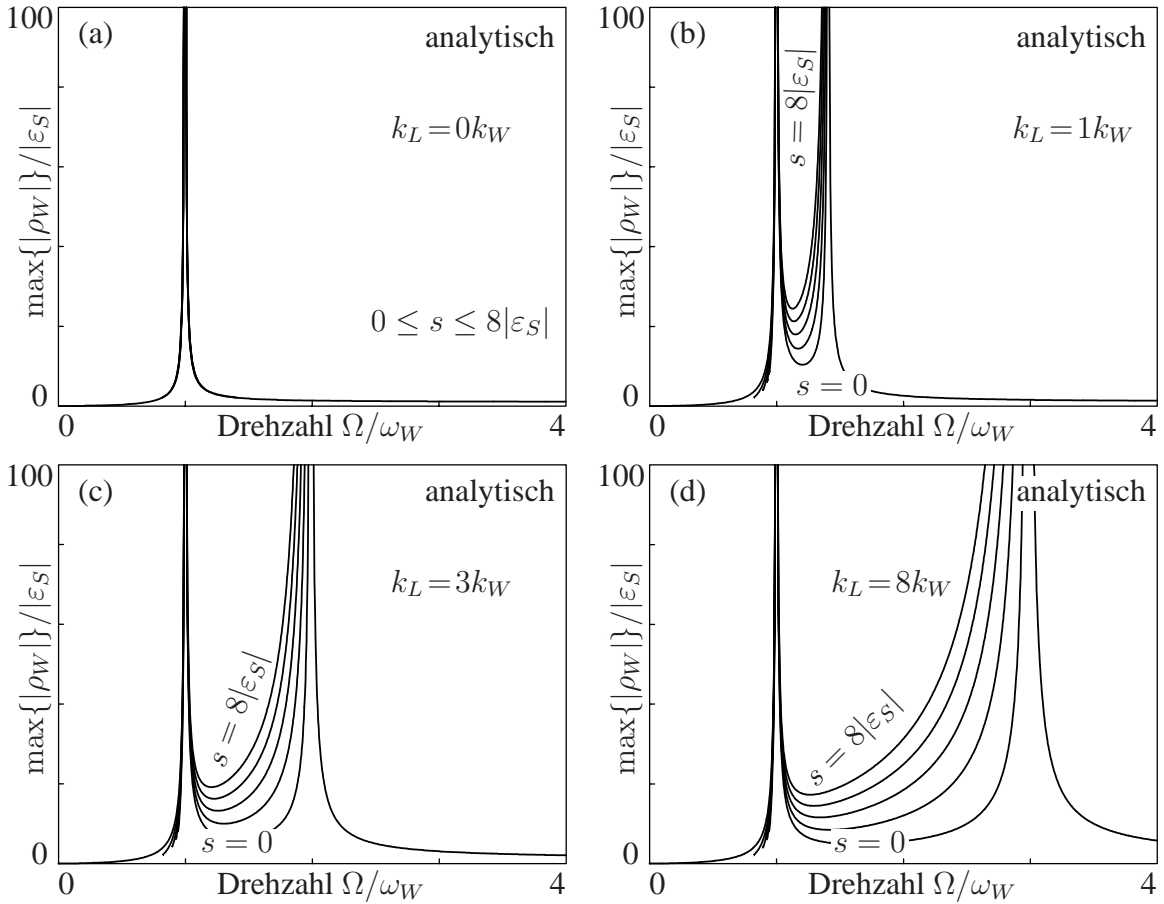
$$\max\{|\rho_W|\} \leq \frac{1}{2} \left| \frac{|a_L|}{|a_{WL}|} s - \frac{a_L \Omega^2 m_W}{a_{WL} a_W} \varepsilon_S \right| \frac{(\omega_W + \Omega + |\omega_W - \Omega|)}{\omega_W} + \frac{\Omega^2 m_W}{|a_W|} |\varepsilon_S|. \quad (4.10)$$

Er ist abhängig von der Drehzahl  $\Omega$ , der Spaltweite  $s$ , dem Verhältnis der Fanglagersteifigkeit zur Rotorsteifigkeit  $k_L/k_W$  und dem Verhältnis der Fanglagermasse zur Rotormasse  $m_L/m_W$ .

In den Bildern 4.9(a) bis (d) sind die maximalen Beträge des instationären Zeigers über der Drehzahl für unterschiedliche Spaltweiten ( $s = 0, 2, 4, 6$  und  $8|\varepsilon_S|$ ) nach Gleichung (4.10) aufgetragen. Bild 4.9(c) zeigt die Verläufe für den Standardparameterwert der Lagersteifigkeit  $k_L = 3k_W$ . Die anderen Bilder zeigen die Auswirkung auf die Verläufe, wenn dieser Parameter verändert wird.

Die maximalen Beträge des instationären Zeigers haben bei den Drehzahlen  $\Omega = \omega_W$  und  $\Omega = \omega_{WL}$  jeweils eine Unendlichkeitsstelle, bedingt durch die Resonanzen der unwuchterzwungenen Rotoramplituden mit Kontakt und ohne Kontakt. Mit zunehmendem Spalt vergrößern sich die maximalen instationären Rotoramplituden. Ab  $\Omega > \omega_{WL}$  gilt die Gleichung (4.10) nur, wenn der Spalt nicht größer als die Exzentrizität  $|\varepsilon_S|$  des Rotors ist.

Mit größerem Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$  (Bild 4.9(b)), verschiebt sich die Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  und damit die zweite Unendlichkeitsstelle zu höheren Drehzahlen. Die einzelnen Verläufe des maximalen Betrages des instationären Zeigers fächern sich vor der zweiten Unendlichkeitsstelle stärker auf. Mit kleinerem Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$  verschiebt sich die Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  und damit die zweite Unendlichkeitsstelle zu niedrigeren Drehzahlen. Die einzelnen Verläufe des maximalen Betrages des instationären Zeigers liegen vor der zweiten Unendlichkeitsstelle näher zusammen.



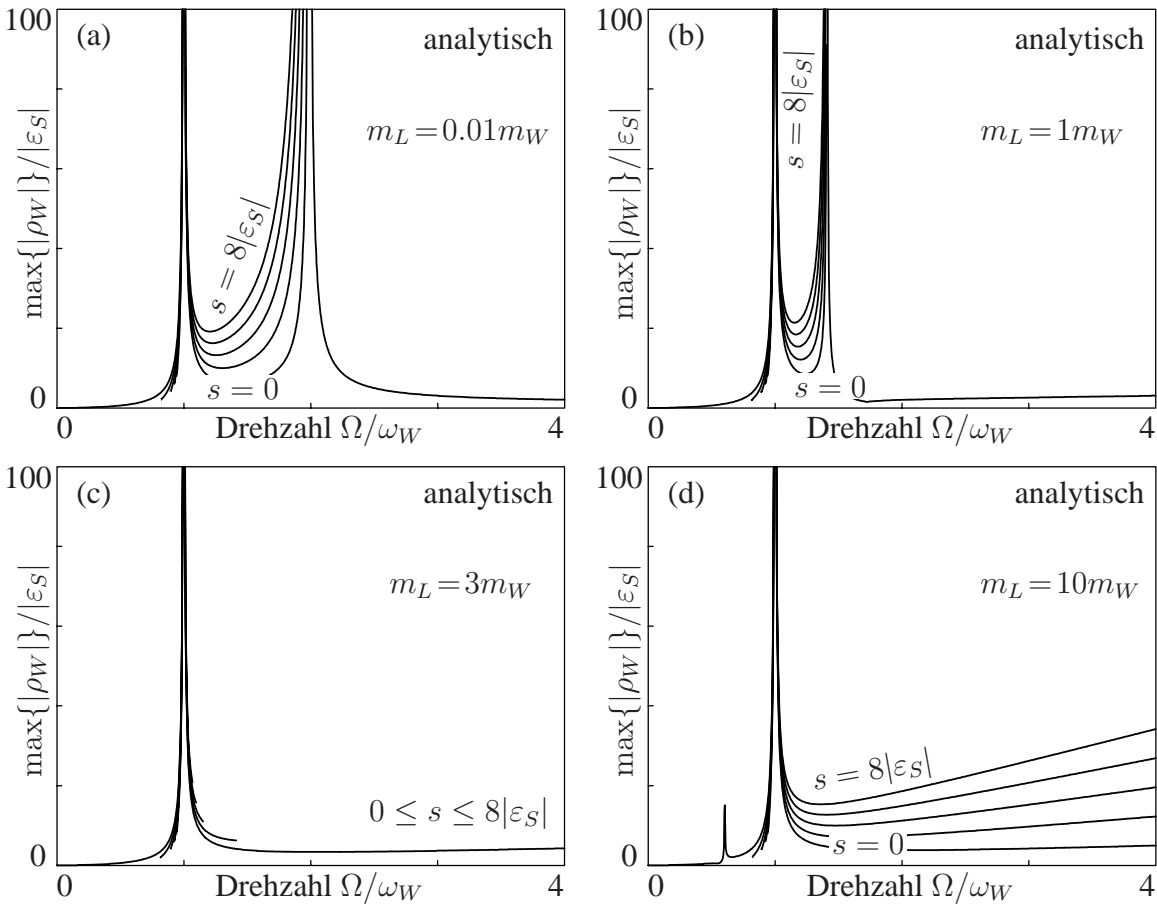
**Bild 4.9:** Abschätzung der Maximalamplitude bei unterschiedlichen Spaltweiten für verschiedene Fanglagersteifigkeiten.

In Bild 4.9(a) liegt das Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W \rightarrow 0$  sehr nahe am Massenverhältnis  $m_L/m_W = 0.01$ , wodurch die Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  und die Rotoreigenfrequenz  $\omega_W$  praktisch identisch sind (siehe Kapitel 2.2). Die einzelnen Verläufe des maximalen Betrages der instationären Zeiger liegen aufeinander.

Die Bilder 4.10(a) bis (d) zeigen die einzelnen Verläufe des maximalen Betrages des instationären Zeigers, wenn statt der Fanglagersteifigkeit  $k_L$  die Fanglagermasse  $m_L$  verändert wird. Bild 4.10(a) hat zum Vergleich abermals den Standardparametersatz.

Mit größerem Massenverhältnis  $m_L/m_W$  (Bild 4.10(b)) verschiebt sich die Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  und damit die zweite Unendlichkeitsstelle zu niedrigeren Drehzahlen. Die einzelnen Verläufe des maximalen Betrages des instationären Zeigers liegen vor der zweiten Unendlichkeitsstelle näher zusammen. In Bild 4.10(c) sind Massenverhältnis  $m_L/m_W$  und Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$  gleich groß und damit haben auch die Koppeleigenfrequenz  $\omega_{WL}$  und die Rotoreigenfrequenz  $\omega_W$  den gleichen Wert. Die Verläufe der maximalen Beträge der instationären Zeiger liegen daher praktisch aufeinander. In Bild 4.10(d) ist das Massenverhältnis  $m_L/m_W$  größer als das Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$ . Es liegt ein schweres Fanglager vor. Ist die Spaltweite  $s$  größer als die Exzentrizität  $\varepsilon_S$ , so gibt es nur eine Unendlichkeitsstelle bei der Drehzahl  $\Omega = \omega_W$ . Die zweite Unendlichkeitsstelle bei der Drehzahl  $\Omega = \omega_{WL}$  liegt unterhalb der Drehzahl  $\Omega_u$ . Der Rotor hat in diesem Dreh-

zahlbereich noch keinen Kontakt mit dem Fanglager. Ist die Spaltweite  $s$  kleiner als die Exzentrizität  $\varepsilon_S$ , zeigt sich die zweite Unendlichkeitsstelle bei  $\Omega = \omega_{WL}$ .



**Bild 4.10:** Abschätzung der Maximalamplitude bei unterschiedlichen Spaltweiten für verschiedene Fanglagermassen.

### 4.1.3 Zeitlich moderate Spaltveränderung

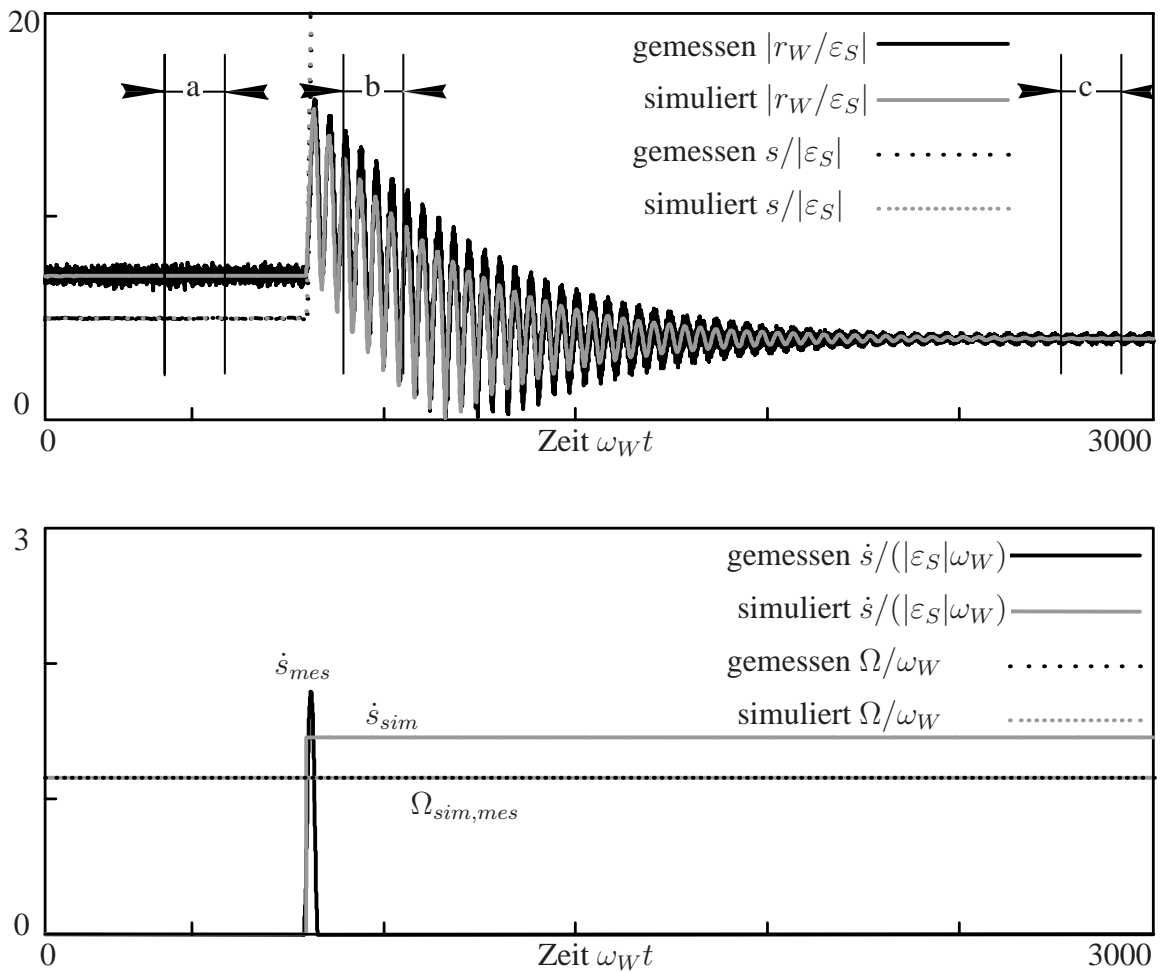
In diesem Kapitel werden sowohl transiente Vorgänge wie Kontaktstöße zwischen Rotor und Fanglager als auch instationäre Schwingungen berücksichtigt. Die Untersuchungen erfolgen daher durch numerische Versuche, die mit experimentellen Versuchen bestätigt werden. Zu Beginn werden die Versuchsdurchführung beschrieben und die maximale Ausbiegung des Rotors mit einem leichten, sehr leichten und schweren Fanglager als Funktion der Drehzahl und der Spaltöffnungsgeschwindigkeit bei unterschiedlichem Anfangsspalt diskutiert. Anschließend wird auf die Spaltöffnungsgeschwindigkeit, den Anfangsspalt und die Drehzahl noch einmal genauer eingegangen. Es wird gezeigt, dass ein schweres Fanglager ungeeignet ist, um mit einer Spaltverstellung positiv auf die Dynamik des Rotors Einfluss zu nehmen.

Für die Untersuchung der Spaltweitenverstellung und ihrer Auswirkung auf den Rotor, muss sich der Rotor mit einer konstanten Drehzahl drehen. Diese ist so gewählt, dass der

Rotor bei einer Anfangsspaltweite  $s(0) = s_0|\varepsilon_S|$  Kontakt mit dem Fanglager hat und als Gesamtsystem drehsynchrone, unwuchterzwungene Schwingungen ausführt. Der Spalt wird bei  $t=0$  linear in der Zeit nach der Gleichung (4.11) verstellt.

$$s(t) = s_1|\varepsilon_S|\omega_W t + s_0|\varepsilon_S| \quad \text{für} \quad 0 < t \leq \infty \quad (4.11)$$

In Bild 4.11 sind die experimentell und numerisch ermittelten Verläufe für den Betrag der Rotoramplitude, den Spalt, die Spaltöffnungsgeschwindigkeit und die Drehzahl in Abhängigkeit der dimensionslosen Zeit  $\omega_W t$  mit dem Anfangsspalt  $s(t < 0) = 5.0|\varepsilon_S|$  und der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s}(t \geq 0) = 1.5|\varepsilon_S|\omega_W$  gezeigt. Der Rotor dreht konstant mit der Drehzahl  $\Omega = 1.2\omega_W$ .



**Bild 4.11:** Experimentell und numerisch ermittelte Verläufe der Rotoramplitude, des Spalts, der Spaltöffnungsgeschwindigkeit und der Drehzahl.

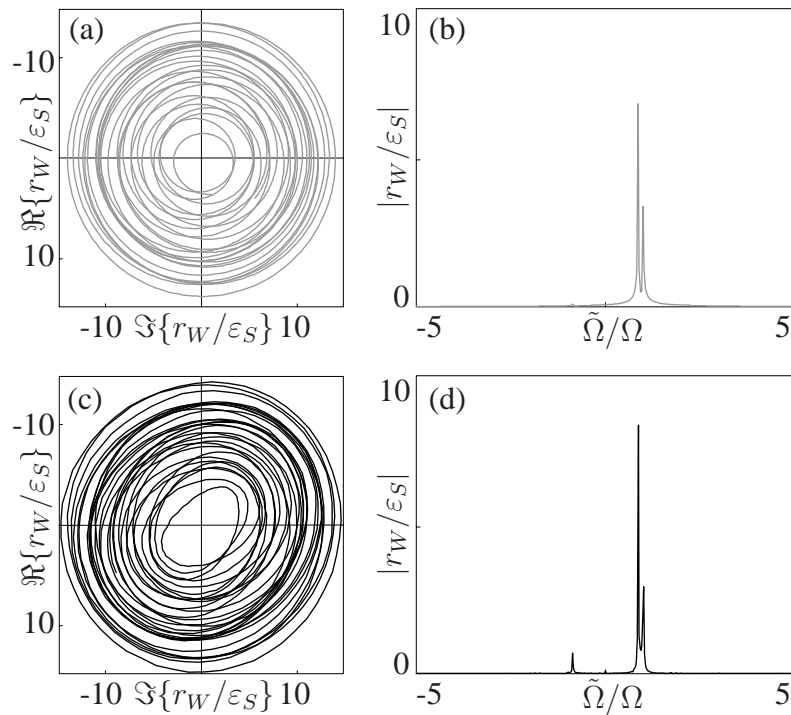
Zu Beginn der Spaltverstellung löst sich der Rotor vom Fanglager und schwingt auf den stationären Wert der unwuchterzwungenen drehsynchronen Amplitude des Rotors ohne Kontakt ein.



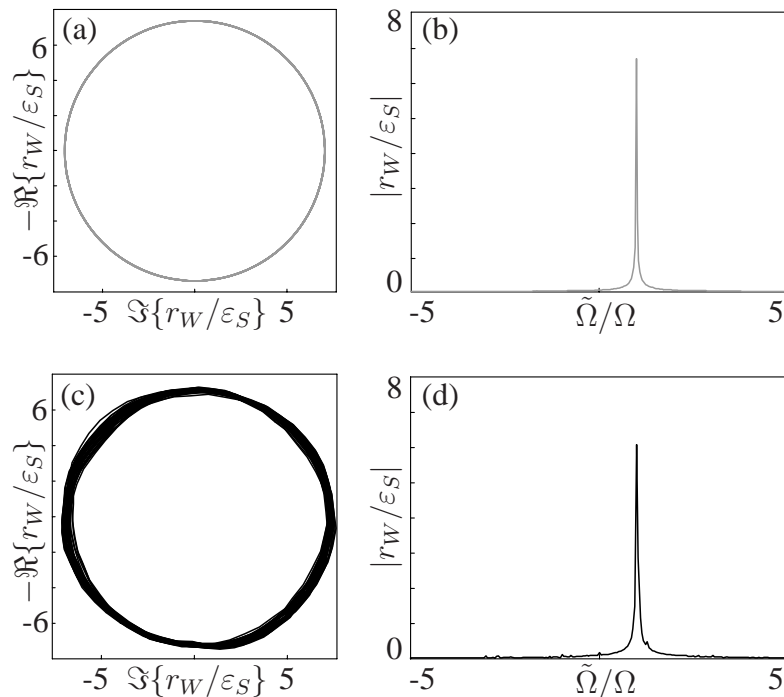
Das Amplitudenspektrum (Bild 4.12 (b) und (d)) vom Bereich b in Bild 4.11 zeigt drei Frequenzanteile: einen unwuchterzwungenen drehsynchronen Anteil bei der Frequenz  $\tilde{\Omega} = \Omega$ , Eigenschwingungen mit den beiden Frequenzen bei  $\tilde{\Omega} = 0.86\Omega = \omega_W$  und bei  $\tilde{\Omega} = -0.86\Omega = -\omega_W$ . Da das Simulationsmodell absolut linear und isotrop ist, ist die Komponente der Eigenschwingung entgegen der Drehrichtung nicht vorhanden.

Eine geringe Anisotropie des Versuchsstands führt im Experiment zu einer Komponente der Eigenschwingung entgegen der Drehrichtung  $\tilde{\Omega} = -\omega_W$ .

Die Spektren und Orbits des Rotors in den Bereichen a und c in Bild 4.11 (Bilder 4.13 und 4.14) zeigen reine drehsynchrone unwuchterzwungene Schwingungen.



**Bild 4.12:** Rotororbit und Frequenzspektrum im Bereich b aus Simulation (a) und (b) und Messung (c) und (d).

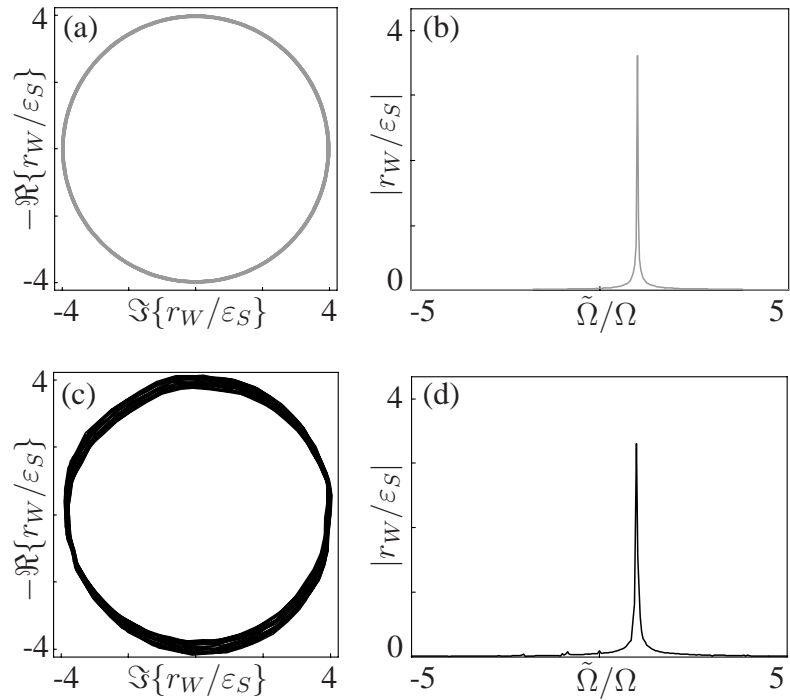


**Bild 4.13:** Rotororbit und Frequenzspektrum im Bereich a aus Simulation (a) und (b) und Messung (c) und (d).



Für die Untersuchung der Spaltverstellung und den Einfluss der konstanten Drehfrequenz  $\Omega$ , der Anfangsspaltweite  $s(t < 0)$  und der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s}(t \geq 0)$  auf den Rotor wird der Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude  $\max\{|r_W(t)|\}$  als Vergleichswert herangezogen. Er beträgt in Bild 4.11

$\max\{|r_W(t)|\} = 15.3|\varepsilon_S|$  in der Simulation und  $\max\{|r_W(t)|\} = 15.8|\varepsilon_S|$  im Experiment.



**Bild 4.14:** Rotororbit und Frequenzspektrum im Bereich c aus Simulation (a) und (b) und Messung (c) und (d).

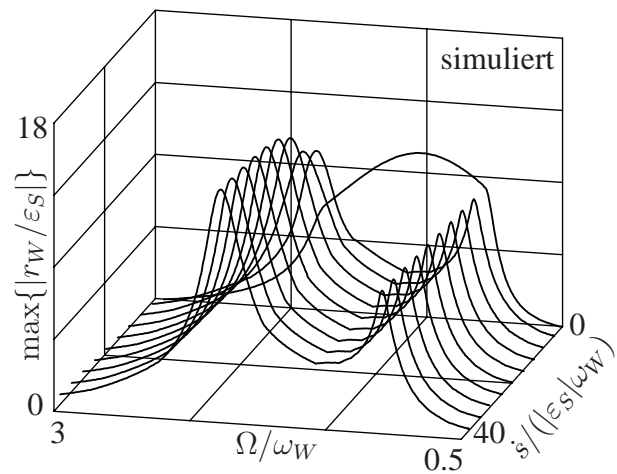
#### • Zeitlich moderate Spaltveränderung bei leichtem oder sehr leichtem Fanglager

Der Einfluss von Drehzahl und Spaltöffnungsgeschwindigkeit auf den Maximalwert der Rotoramplitude ist in Bild 4.15 für den Anfangsspalt  $s(t < 0) = 0$  und in Bild 4.16 für den Anfangsspalt  $s(t < 0) = 2|\varepsilon_S|$  dargestellt.

Im weiteren wird, um eine bessere Vergleichsmöglichkeit zu haben, der Standardparametersatz für Rotor und Fanglager verwendet. Experimentelle Ergebnisse dienen zur Verifizierung der numerisch gewonnenen Aussage.

Es sind in Abhängigkeit der Drehzahl zwei Maxima zu erkennen. Ein Maximum liegt bei der Eigenfrequenz des Rotors  $\Omega = \omega_W$ . Das andere liegt zwischen der Drehzahl  $\Omega = \Omega_o$ , bei der die Auslenkung des Rotors ohne Fanglagerkontakt gerade die Spaltweite erreicht, und der Koppelleigenfrequenz des starr verbundenen Gesamtsystems  $\Omega = \omega_{WL}$ .

Die Spaltverstellung ergibt nur in diesem Drehzahlbereich  $\omega_W \leq \Omega \leq \omega_{WL}$  für die drehsynchrone unwuchterregte Rotoramplitude einen Sinn, da unterhalb dieses Drehzahlbereichs



**Bild 4.15:** Maximale Wellenausbiegung mit Spalt  $s_0 = 0|\varepsilon_S|$  und leichtem Fanglager.

Die Spaltverstellung ergibt nur in diesem Drehzahlbereich  $\omega_W \leq \Omega \leq \omega_{WL}$  für die drehsynchrone unwuchterregte Rotoramplitude einen Sinn, da unterhalb dieses Drehzahlbereichs

das Vergrößern des Fanglagerspalts lediglich dazu führt, dass der Rotor die Resonanzfrequenz ohne Fanglager bei einem Hochlauf durchfahren muss. Oberhalb dieses Drehzahlbereichs wurde die Resonanzfrequenz des gekoppelten Gesamtsystems  $\omega_{WL}$  bereits durchfahren. Bei sehr kleinen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten

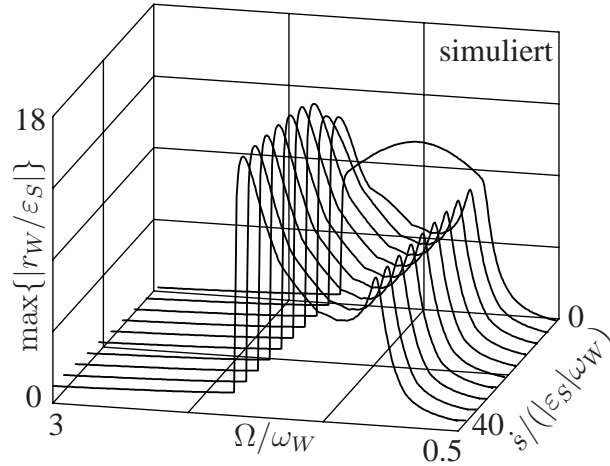
gibt es nur ein Maximum. Dieses liegt zwischen den Drehzahlen  $\Omega = \omega_W$  und  $\Omega = \Omega_o$ . Der Verlauf bei kleinen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten weicht von den bei großen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten deshalb so deutlich ab, weil hier ein quasistatisches Vergrößern des Spalts vorliegt. Der Rotor löst sich so lange nicht vom Fanglager, bis der Bereich, in dem ein stabiler Lösungsast der drehsynchronen unwuchterregten Rotoramplitude mit Kontakt existiert,

verlassen wird (siehe Kapitel 4.1.1). Der Verlauf in Bild 4.15 für den Anfangsspalt  $s = 0$  liegt im gesamten Bereich unter dem des Bildes 4.16 für den Anfangsspalt  $s = 2|\varepsilon_S|$ . Das zweite Maximum zwischen der Drehzahl  $\Omega_o \leq \Omega \leq \omega_{WL}$  liegt bei dem Anfangsspalt  $s = 0$  bei einer höheren Drehzahl als bei dem Anfangsspalt  $s = 2|\varepsilon_S|$ , da sich nach Gleichung (2.6) mit wachsendem Spalt auch die obere charakteristische Drehzahl  $\Omega_o$  hin zu größeren Drehzahlen verschiebt. Ist kein Spalt mehr vorhanden, so liegt die obere charakteristische Drehzahl  $\Omega_o$  im Unendlichen und das zweite Maximum bei der Koppel-eigenfrequenz des starr verbundenen Gesamtsystems  $\omega_{WL}$ .

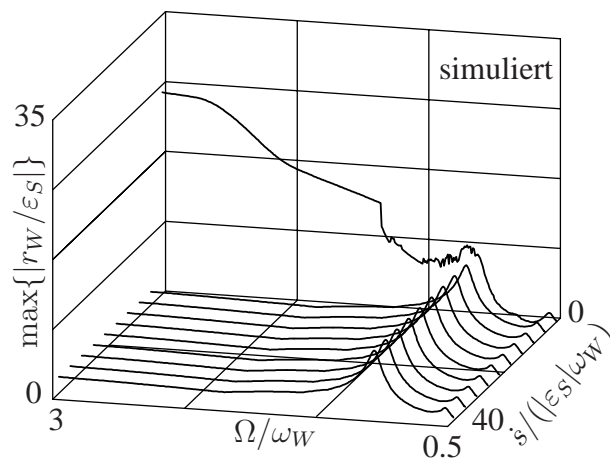
#### • Zeitlich moderate Spaltveränderung bei schwerem Fanglager

In den Bildern 4.17 und 4.18 sind die Funktionsverläufe des Maximalwertes für ein schweres Fanglager mit den Spaltweiten  $s = 0$  und  $s = 2|\varepsilon_S|$  zu sehen.

Auch hier zeigt sich, dass der Rotor sich bei sehr kleinen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten erst vom Fanglager löst, wenn der grau schraffierte Bereich in Bild 4.1b erreicht wird. Weiterhin erkennt man in Bild 4.18 einen sehr aufgerauten Bereich des Maximalwertes des Betrages der instationären Rotoramplitude im Drehzahlbereich  $\omega_W < \Omega < 2.5\omega_W$ . In diesem Bereich ist die drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude mit



**Bild 4.16:** Maximale Wellenausbiegung mit Spalt  $s_0 = 2|\varepsilon_S|$  und leichtem Fanglager.

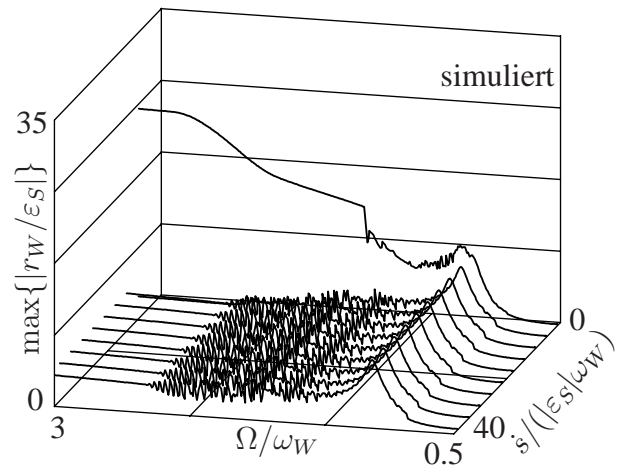


**Bild 4.17:** Maximale Wellenausbiegung mit Spalt  $s_0 = 0|\varepsilon_S|$  und schwerem Fanglager.

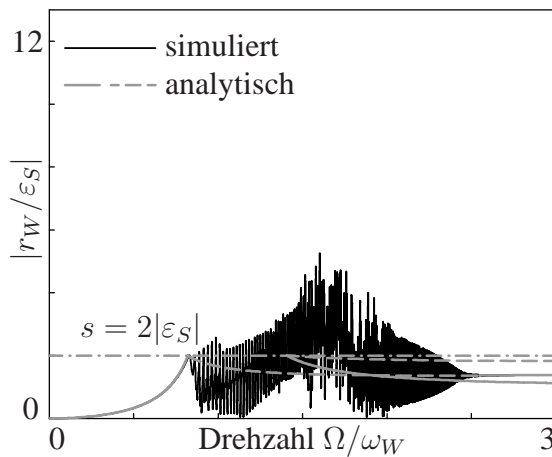
Kontakt instabil. Somit gibt es große Schwankungen der Anfangsbedingungen für den Einschwingvorgang.

Für ein schweres Fanglager ist in Bild 4.19 neben der analytisch berechneten dreh synchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude mit und ohne Kontakt die numerisch berechnete Rotoramplitude bei einem Hochlauf ohne Spaltverstellung dargestellt, in Bild 4.20 die dazugehörige Kontaktkraftamplitude.

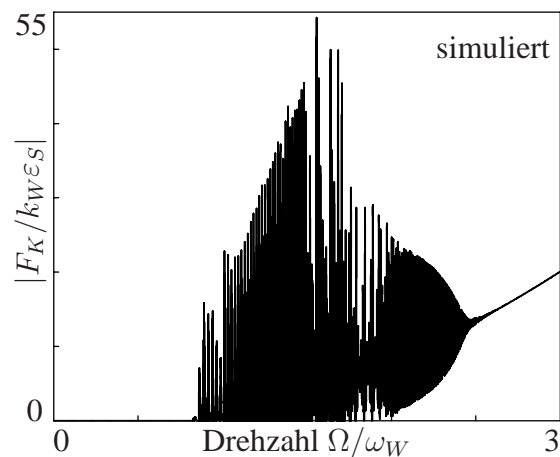
Die Fourierspektren bei den Drehzahlen  $\Omega = \omega_W$ ,  $\Omega = 1.5\omega_W$  und  $\Omega = 2\omega_W$  sind in den Bildern 4.21, 4.23 und 4.25 dargestellt, die dazugehörigen Kontaktkraftverläufe in den Bildern 4.22, 4.24 und 4.26.



**Bild 4.18:** Maximale Wellenausbiegung mit Spalt  $s_0 = 2|\varepsilon_S|$  und schwerem Fanglager.

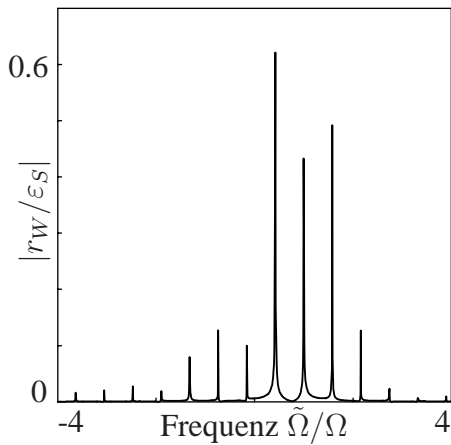


**Bild 4.19:** Drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude eines schweren Fanglagers bei einem Hochlauf ohne Spaltverstellung.

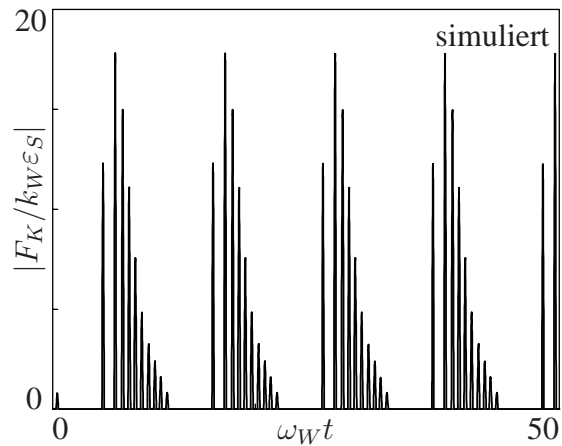


**Bild 4.20:** Kontaktkraft eines schweren Fanglagers bei einem Hochlauf ohne Spaltverstellung.

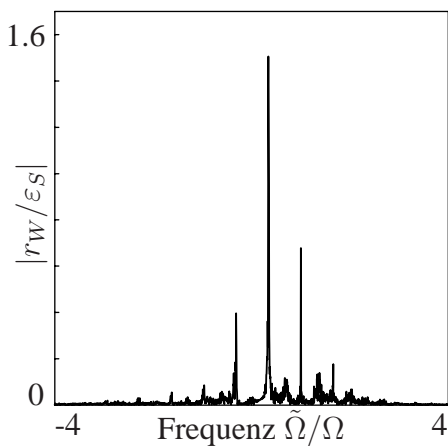
In allen Fourierspektren sind Seitenbänder um die Drehfrequenz mit drehproportionalen Frequenzen zu erkennen. Bei dem Fourierspektrum der Drehfrequenz  $\Omega = 1.5\omega_W$  tauchen zudem weitere Frequenzkomponenten auf. Der Kraftverlauf bei den Drehzahlen  $\Omega = \omega_W$  und  $\Omega = 1.5\omega_W$  zeigt, dass Rotor und Fanglager immer wieder aneinanderstoßen. Bei der Drehzahl  $\Omega = 2\omega_W$  haben sie kontinuierlich Kontakt miteinander. Die Stöße bei der Drehzahl  $\Omega = 1.5\omega_W$  sind dreimal so groß wie bei der Drehzahl  $\Omega = \omega_W$ , was die zusätzlichen Frequenzkomponenten im Fourierspektrum erklärt.



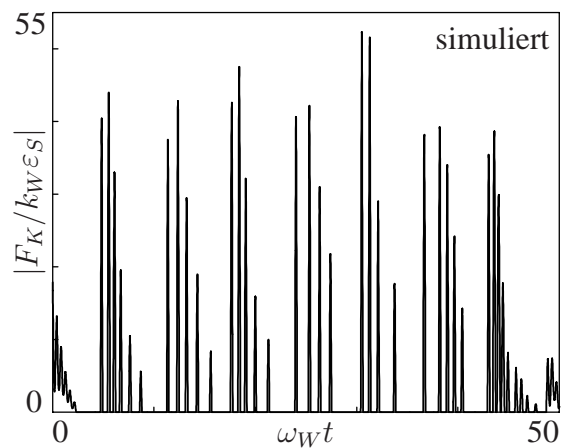
**Bild 4.21:** Fourierspektrum des Rotors bei der Drehzahl  $\Omega = \omega_W$ .



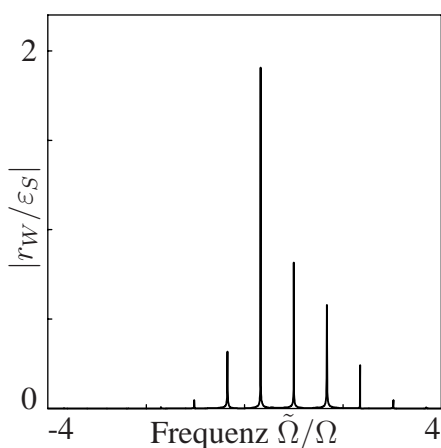
**Bild 4.22:** Kontaktkraftverlauf bei der Drehzahl  $\Omega = \omega_W$ .



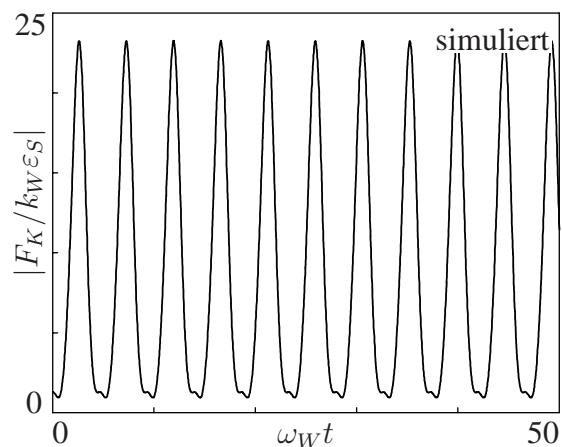
**Bild 4.23:** Fourierspektrum des Rotors bei der Drehzahl  $\Omega = 1.5\omega_W$ .



**Bild 4.24:** Kontaktkraftverlauf bei der Drehzahl  $\Omega = 1.5\omega_W$ .



**Bild 4.25:** Fourierspektrum des Rotors bei der Drehzahl  $\Omega = 2\omega_W$ .



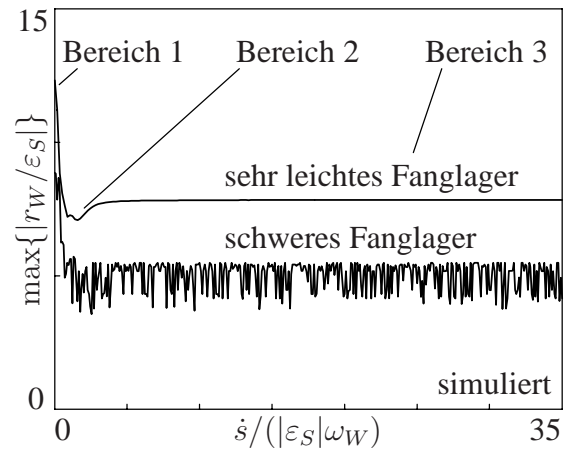
**Bild 4.26:** Kontaktkraftverlauf bei der Drehzahl  $\Omega = 2\omega_W$ .

Die Funktionsverläufe in den Bildern 4.17 und 4.18 für ein Rotor-Fanglager-System mit schwerem Fanglager liegen unterhalb der Funktionsverläufen eines Rotor-Fanglager-Systems

mit leichtem und sehr leichtem Fanglager in den Bilder 4.15 und 4.16. Allerdings muss immer ab Spaltweiten  $s > |\varepsilon_S|$  ein instabiler Bereich der Rotoramplitude mit Kontakt durchfahren werden, was bei langsamen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten zu Stößen zwischen Rotor und Fanglager führt. Daher ist ein Rotor-Fanglager-System mit schwerem Fanglager nur für eine Spaltverstellung geeignet, wenn der Anfangsspalt sehr klein und die Spaltöffnungsgeschwindigkeit sehr groß ist.

#### • Unterschiedliche Spaltöffnungsgeschwindigkeiten

Bild 4.27 zeigt den Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude mit einem sehr leichten und einem schweren Fanglager bei unterschiedlichen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten, einer konstanter Drehzahl von  $\Omega = 1.4\omega_W$  und einem Anfangsspalt von  $s_0 = 2$ . Der Verlauf mit einem sehr leichten Fanglager teilt sich in drei Bereiche. Im ersten Bereich ( $0 < \dot{s} \leq 1.81|\varepsilon_S|\omega_W$ ) hat der Rotor kontinuierlich Kontakt mit dem Fanglager bevor er sich vom Fanglager löst. Im zweiten Bereich ( $1.81|\varepsilon_S|\omega_W < \dot{s} \leq 15.45|\varepsilon_S|\omega_W$ ) ist der Zeitraum bis zum endgültigem Ablösen des Rotors vom Fanglager geprägt durch Kontaktstöße. Im dritten Bereich ( $15.45|\varepsilon_S|\omega_W < \dot{s} \leq \infty|\varepsilon_S|\omega_W$ ) löst sich der Rotor abrupt vom Fanglager bei Beginn der Spaltverstellung. Der Verlauf mit einem schweren Fanglager ist über den gesamten Bereich hinweg durch Kontaktstöße geprägt.

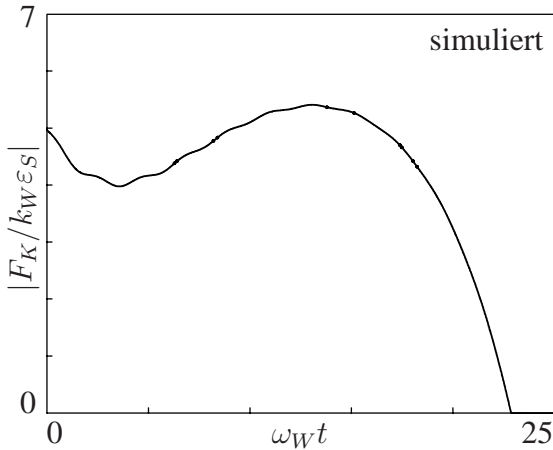


**Bild 4.27:** Maximale Rotoramplitude in Abhängigkeit der Spaltöffnungsgeschwindigkeit.

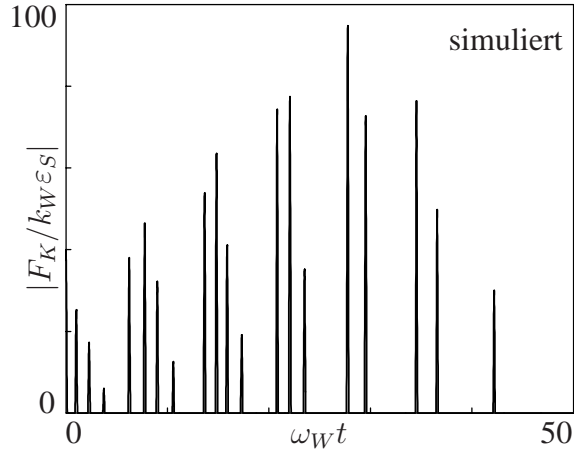
Die Bilder 4.28 bis 4.30 zeigen den Betrag der Kontaktkraftverläufe  $F_K$  über der dimensionslosen Zeit  $\omega_W t$ .

#### • Bereich 1 für ein sehr leichtes und schweres Fanglager

Bei kleinen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten bis  $\dot{s} \leq 1.81|\varepsilon_S|\omega_W$  verringert sich zu Beginn der Spaltverstellung die Kraftamplitude, wie es Bild 4.28 für einen Rotor mit sehr leichtem Fanglager zeigt. Anschließend steigt die Kraftamplitude bis zur Zeit  $t = 16\omega_W^{-1}$  wieder an, um danach bis zum endgültigen Ablösen des Rotors vom Fanglager abermals abzufallen. Ist die Kraftamplitude null, hat sich der Rotor vom Fanglager gelöst. Rotor und Fanglager haben ab diesem Zeitpunkt keinen weiteren Kontakt mehr miteinander. Ist die Spaltgeschwindigkeit sehr klein, steigt die Rotoramplitude an bis kein stabiler Lösungsast der drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude mit Kontakt existiert. Dies wurde bereits in Kapitel 4.1.1 diskutiert.



**Bild 4.28:** Kontaktkraft eines Rotors mit sehr leichtem Fanglager bei Spaltöffnungs-geschwindigkeit  $\dot{s} = 0.3|\varepsilon_S|\omega_W$ .

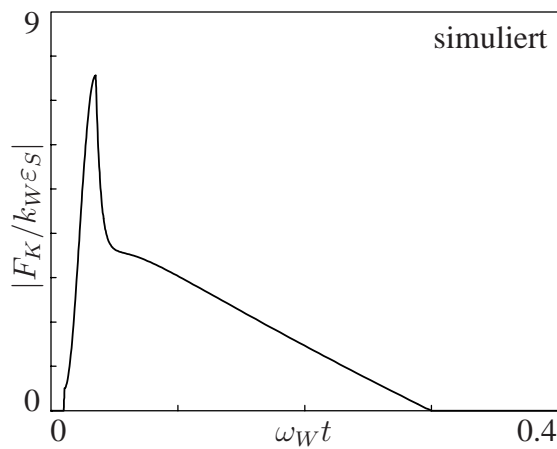


**Bild 4.29:** Kontaktkraft eines Rotors mit schwerem Fanglager bei Spaltöffnungs-geschwindigkeit  $\dot{s} = 0.3|\varepsilon_S|\omega_W$ .

In Bild 4.29 ist die Kraftamplitude eines Rotors mit schwerem Fanglager und dem gleichen Spaltverlauf wie in Bild 4.28 gezeigt. Man erkennt, dass zum einen kein kontinuierlicher Kontakt besteht und zum anderen die Maximalwerte der Kontaktstöße sehr viel größer sind als bei einem Rotor mit sehr leichtem Fanglager.

#### • Bereich 2 für ein sehr leichtes Fanglager

Wie dem Kontaktkraftverlauf in Bild 4.30 zu entnehmen ist, liegt bei einem Rotor mit sehr leichtem Fanglager die Spaltöffnungs-geschwindigkeit zwischen  $\dot{s} = 1.81|\varepsilon_S|\omega_W$  und  $\dot{s} = 15.45|\varepsilon_S|\omega_W$ , fällt die Kraftamplitude bei Beginn der Spaltverstellung schlagartig auf null. Der Rotor löst sich kurzzeitig vom Fang-lager. Anschließend legt er sich wie-der stoßartig an das Fanglager an und sinkt in kürzerer Zeit als bei langsamer Spaltöffnungs-geschwindigkeit endgültig auf null.



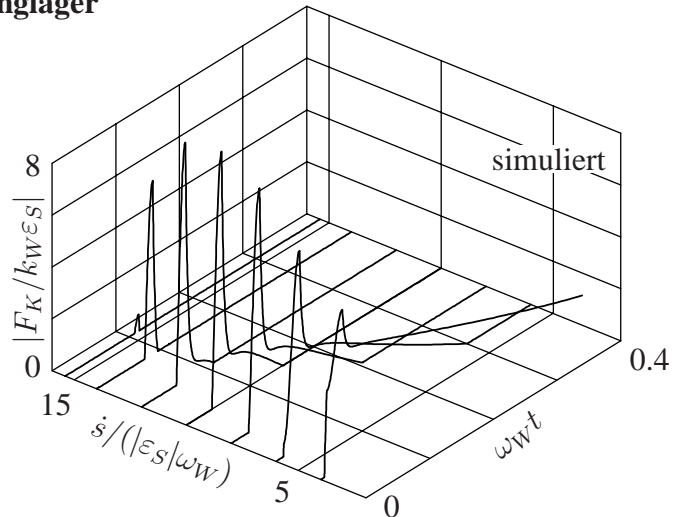
**Bild 4.30:** Kontaktkraft mit leichtem Fang-lager bei Spaltöffnungs-geschwindigkeit  $\dot{s} = 6|\varepsilon_S|\omega_W$ .

In Bild 4.31 sind die Kontaktkraftverläufe bei unterschiedlichen Spaltöffnungs-geschwindigkeit für einen Rotor mit sehr leichtem Fanglager dargestellt. Mit wachsender Spaltöff-nungs-geschwindigkeit nimmt die Einwirkzeit der Stöße ab, und der Zeitpunkt, zu dem sich der Rotor wieder an das Fanglager legt, verlagert sich nach hinten. Die Maximalamplitude des Betrages der Kontaktkraft nimmt mit wachsender Spaltöffnungs-geschwindigkeit erst zu und ab der Spaltöffnungs-geschwindigkeit  $\dot{s} = 12|\varepsilon_S|\omega_W$  wieder ab.



### • Bereich 3 für ein sehr leichtes Fanglager

Ab der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s} = 15.45|\varepsilon_S|\omega_W$  gibt es keine Stöße mehr zwischen Rotor und Fanglager. Der Rotor löst sich sofort vom Fanglager, die Kontaktkraft fällt direkt auf null. Im Bild 4.27 äußert sich das durch einen Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude, der trotz zunehmender Spaltöffnungsgeschwindigkeit konstant bleibt. Die Spaltöffnungsgeschwindigkeit hat keinen Einfluss mehr auf den Maximalwert.

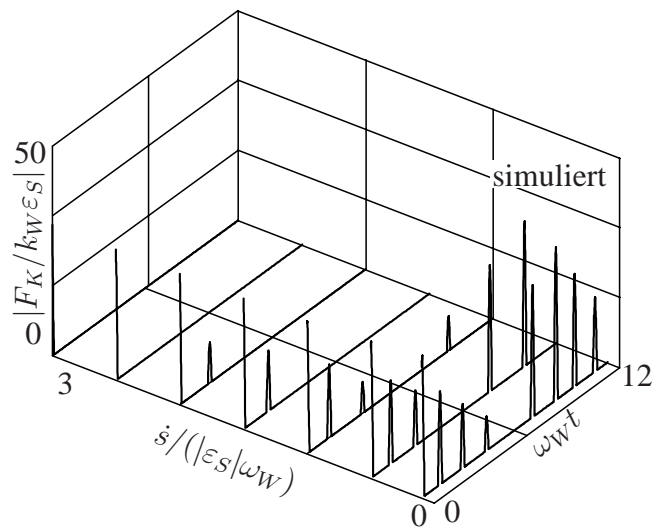


**Bild 4.31:** Kontaktkraftverläufe bei unterschiedlichen Spaltöffnungsgeschwindigkeit für einen Rotor mit sehr leichtem Fanglager.

### • Bereich 2 und 3 für ein schweres Fanglager

In Bild 4.32 sind für einen Rotor mit schwerem Fanglager die Kontaktkraftverläufe bei unterschiedlichen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten dargestellt.

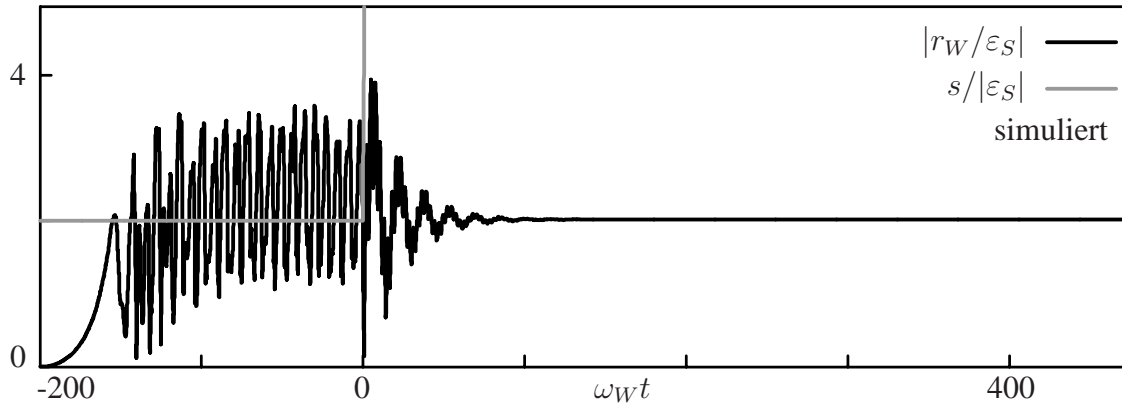
Im Vergleich zu den Kontaktkraftverläufen eines Rotors mit sehr leichtem Fanglager (Bild 4.31) sind die Maximalwerte der Kontaktkraft eines Rotors mit schwerem Fanglager fünf mal größer. Statt eines kontinuierlichen Kontakts erfährt der Rotor stets sehr große Kontaktstöße. Die Zeit, in der die Kontaktstöße erfolgen, ist sehr viel länger als bei einem Rotor mit sehr leichtem Fanglager. Die Spaltöffnungsgeschwindigkeit, ab der sich der Rotor ohne weiteren Kontakt vom Fanglager löst, ist geringer.



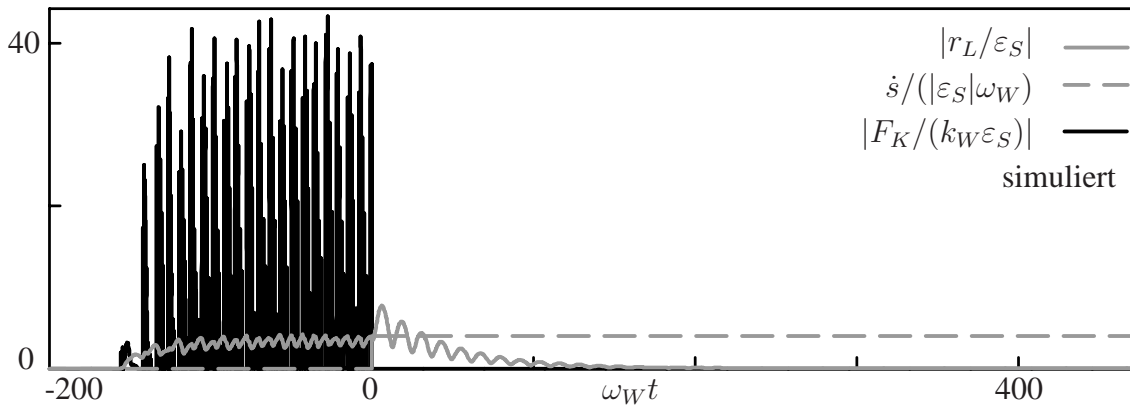
**Bild 4.32:** Kontaktkraftverläufe bei unterschiedlichen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten mit schwerem Fanglager.

Die Bilder 4.33 und 4.34 zeigen, dass die drehsynchrone unwuchterzwungene Schwingung mit Kontakt instabil ist und auch ohne Spaltverstellung große Kontaktstöße zwischen Rotor und Fanglager auftreten, obwohl die Maximalwerte des Betrages der instationären Rotoramplitude mit einem schweren Fanglager geringer sind als die des Rotors mit einem sehr

leichten Fanglager (siehe Bild 4.27) und das Ablösen des Rotors vom Fanglager ohne weitere Kontaktstöße bei kleineren Spaltöffnungsgeschwindigkeiten erfolgt.



**Bild 4.33:** Rotoramplitude und Spaltweite bei schweren Fanglager mit Spaltverstellung.



**Bild 4.34:** Fanglageramplitude, Spaltöffnungsgeschwindigkeit und Kontaktkraft bei schweren Fanglager mit Spaltverstellung.

Ein schweres Fanglager ist daher ungeeignet, um mit einer Spaltverstellung positiv auf die Dynamik des Rotors Einfluss zu nehmen.

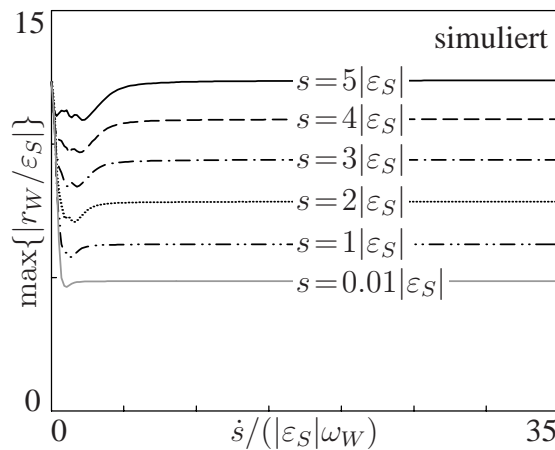
#### • Unterschiedlicher Anfangsspalt $s_0$ bei sehr leichtem und leichtem Fanglager

In Bild 4.35 ist für einen Rotor mit sehr leichtem und leichtem Fanglager der Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude über der Spaltöffnungsgeschwindigkeit für unterschiedliche Anfangsspalte, bei einer konstanten Drehzahl von  $\Omega = 1.4\omega_W$  aufgetragen. In Bild 4.36 wiederum ist der Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude über dem Anfangsspalt für unterschiedliche Spaltöffnungsgeschwindigkeiten, bei einer konstanten Drehzahl von  $\Omega = 1.4\omega_W$  aufgetragen.

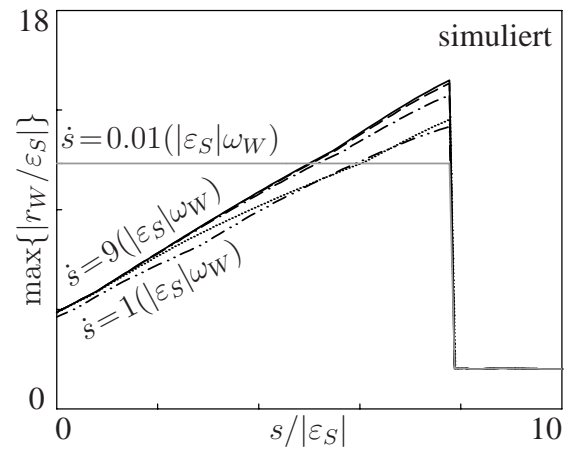
Bei sehr kleinen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten  $\dot{s} \leq 0.01|\varepsilon_S|\omega_W$  hat der Rotor unabhängig vom Anfangsspalt die gleichen Maximalwerte des Betrages der instationären Rotoramplitude (siehe Kapitel 4.1.1). Bei Spaltöffnungsgeschwindigkeiten  $\dot{s} > 6|\varepsilon_S|\omega_W$  ist der Maximalwert unabhängig von der Spaltöffnungsgeschwindigkeit. Rotor und Fanglager haben nach dem ersten Ablösen keinen weiteren Kontakt mehr miteinander. Die konstanten Werte des Maximalbetrages steigen mit wachsendem Anfangsspalt quasilinear an. Alle Verläufe des Maximalbetrages weisen einen Bereich auf, in dem durch Stöße der Betrag kleiner ist



als der konstante Wert bei großen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten. Bei kleinem Anfangsspalt ist dieser Bereich über der Spaltöffnungsgeschwindigkeit weniger ausgeprägt als bei einem großen Anfangsspalt, da bedingt durch die kleinere Amplitude des Rotors mit Kontakt die Umlaufgeschwindigkeit ebenfalls kleiner ist. Somit hat der Rotor beim Ablösen eine geringere Tangentialgeschwindigkeit. Dadurch wird mit einer niedrigeren Spaltöffnungsgeschwindigkeit ein stoßfreies Ablösen erreicht.



**Bild 4.35:** Rotoramplitude bei sehr leichtem und leichtem Fanglager in Abhängigkeit der Spaltöffnungsgeschwindigkeit.



**Bild 4.36:** Rotoramplitude bei sehr leichtem und leichtem Fanglager in Abhängigkeit des Anfangsspalts.

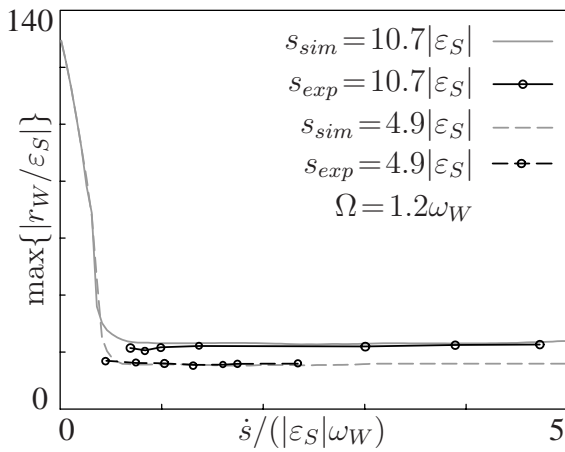
Die Reduktion der Maximalamplitude bei niedrigen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten ist gering. Bei kleinem Anfangsspalt beträgt sie nur 3.3% und bei großem Anfangsspalt 11.9% gegenüber der abrupten Spaltöffnung. Zudem muss die Reduktion der Maximalamplitude bei niedrigen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten durch Stöße auf den Rotor und das Fanglager erkauft werden. Daher kann nicht empfohlen werden, durch eine geringe Spaltöffnungsgeschwindigkeit die Maximalamplitude zu reduzieren.

Die Bilder 4.37 und 4.38 zeigen experimentell ermittelte Werte und zum Vergleich die numerischen Werte des angepassten Simulationsmodells mit den Parametern  $m_L = 0.7m_W$ ,  $k_L = 2.7k_W$ ,  $D_W = 0.003$ ,  $D_L = 0.02$  und  $\mu_R = 0.15$ .

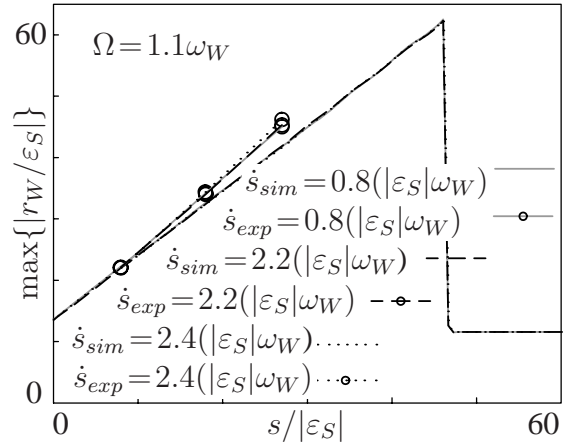
Auch experimentell zeigt sich ein konstanter Maximalwert bei größeren Spaltöffnungsgeschwindigkeiten sowie ein linearer Anstieg des Maximalwerts mit der Anfangsspaltweite. Bei sehr geringen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten konnte der Maximalwert dagegen experimentell nicht nachgewiesen werden, da sich der Rotor innerhalb des erlaubten Amplitudenbereichs nicht vom Fanglager löst.

Um einen möglichst kleinen Maximalwert der Rotoramplitude zu erreichen, sollten somit ein möglichst kleiner Anfangsspalt und eine große Spaltöffnungsgeschwindigkeit gewählt werden. Im Grenzfall läuft es darauf hinaus, dass zwischen Rotor und Fanglager kein Spalt mehr existiert. Das Fanglager wird zu einem vollwertig tragenden Lager. Das schnelle Ver-

größern des Spalts führt zu einer Steifigkeitsumschaltung vom unterkritischen Zustand (Rotor mit Fanglager ohne Spalt) in den überkritischen Zustand (Rotor ohne Fanglager). Die eigentliche Resonanzfrequenz wird nicht durchfahren. Allerdings gibt es immer einen Einschwingvorgang, wie schon im Kapitel 4.1.2 beschrieben.



**Bild 4.37:** Experimentell und numerisch ermittelte Rotoramplitude bei sehr leichtem und leichtem Fanglager in Abhängigkeit der Spaltöffnungsgeschwindigkeit.



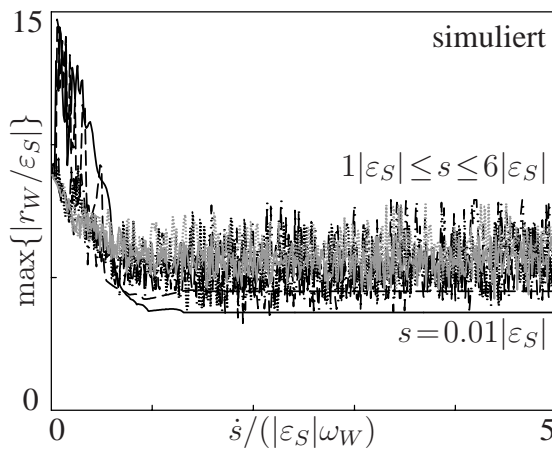
**Bild 4.38:** Experimentell und numerisch ermittelte Rotoramplitude bei sehr leichtem und leichtem Fanglager in Abhängigkeit des Anfangsspalts.

#### • Unterschiedlicher Anfangsspalt $s_0$ bei schwerem Fanglager

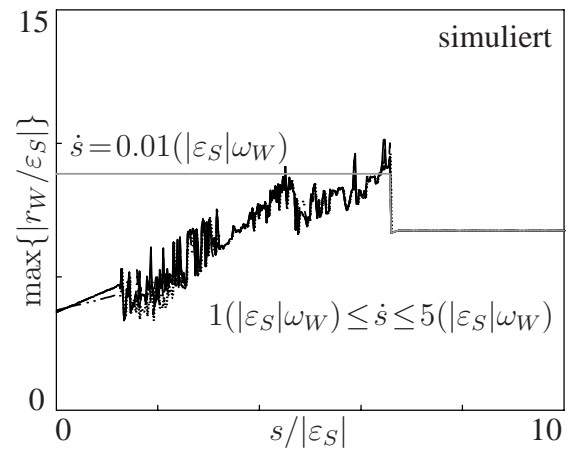
Für einen Rotor mit schwerem Fanglager stellt sich bei einer konstanten Drehzahl von  $\Omega = 1.4\omega_W$  der Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude über der Spaltöffnungsgeschwindigkeit für unterschiedliche Anfangsspalte in Bild 4.39 und der Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude über dem Anfangsspalt für unterschiedliche Spaltöffnungsgeschwindigkeiten in Bild 4.40 dar. Die Bilder 4.41 und 4.42 zeigen die experimentellen Ergebnisse mit den Parametern  $m_L = 1.2m_W$ ,  $k_L = 0.5k_W$ ,  $D_W = 0.003$ ,  $D_L = 0.02$  und  $\mu_R = 0.15$ .

Im Vergleich mit einem Rotor mit leichtem und sehr leichtem Fanglager liegen alle Verläufe bei großen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten niedriger. Ein konstanter Wert stellt sich bereits ab einer Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s} > 1.5|\varepsilon_S|\omega_W$  ein. Bei Spaltöffnungsgeschwindigkeiten  $\dot{s} < 1|\varepsilon_S|\omega_W$  ist der Verlauf stark oszillierend, da die instabile drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude mit Kontakt zu stark schwankenden Anfangsbedingungen führt.

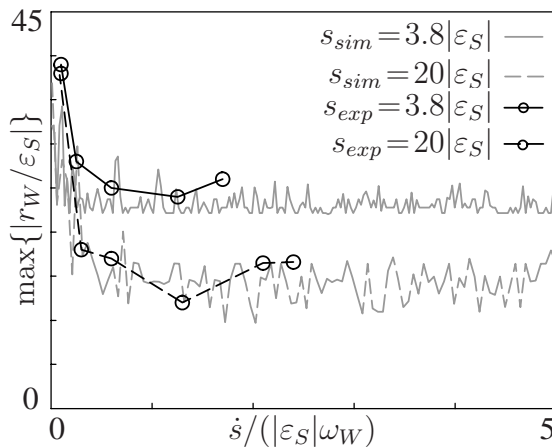
Der Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude steigt bei Spaltöffnungsgeschwindigkeiten  $\dot{s} > 1|\varepsilon_S|\omega_W$  im Mittel linear mit der Anfangsspaltweite. Bei einem Anfangsspalt  $s < 1|\varepsilon_S|$  verläuft dieser Anstieg ohne Oszillationen, da die drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude mit Kontakt im Gegensatz zu einem Anfangsspalt  $s > 1|\varepsilon_S|$  stabil ist.



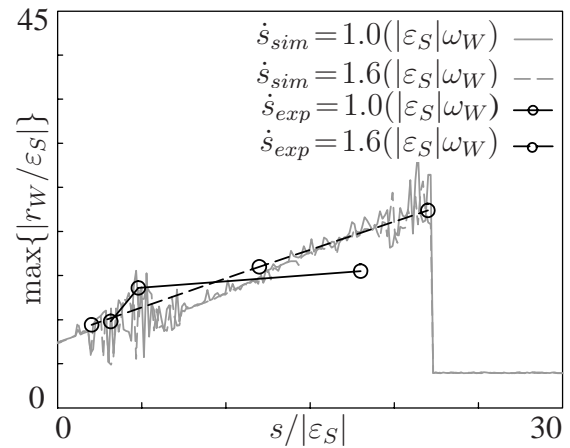
**Bild 4.39:** Rotoramplitude bei schwerem Fanglager in Abhängigkeit der Spaltöffnungsgeschwindigkeit.



**Bild 4.40:** Rotoramplitude bei schwerem Fanglager in Abhängigkeit des Anfangsspalts.



**Bild 4.41:** Experimentell und numerisch ermittelte Rotoramplitude bei schwerem Fanglager in Abhängigkeit der Spaltöffnungsgeschwindigkeit bei Drehzahl  $\omega = 1.1\omega_W$ .

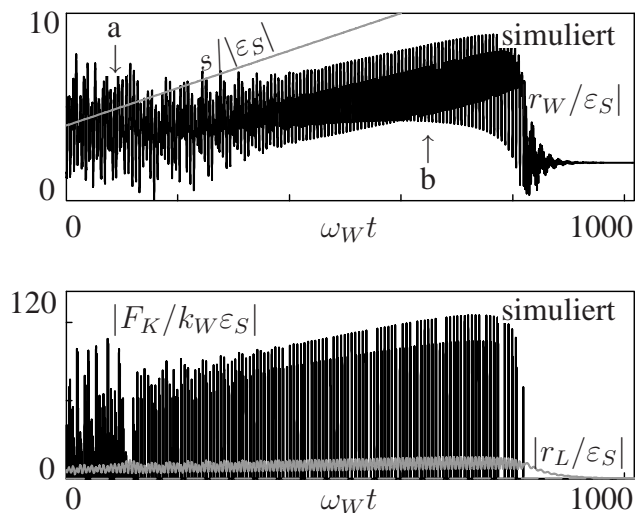


**Bild 4.42:** Experimentell und numerisch ermittelte Rotoramplitude bei schwerem Fanglager in Abhängigkeit des Anfangsspalts bei Drehzahl  $\omega = 1.2\omega_W$ .

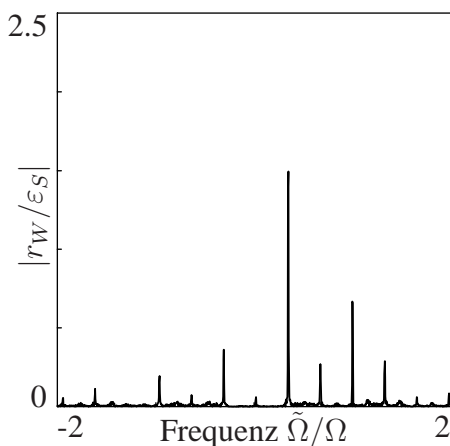
Ist der Anfangsspalt zu groß ( $s > 6.5|\varepsilon_S|$ ), legt sich der Rotor nicht an das Fanglager und der Anfangsspalt sowie die Spaltöffnungsgeschwindigkeit haben keinen Einfluss mehr auf die Maximalamplitude des Rotors. Wie groß diese obere Grenze des Anfangsspalts ist, hängt davon ab, wie schnell der Rotor auf die Betriebsdrehzahl gefahren wird. Bei der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s} = 0.01|\varepsilon_S|\omega_W$  ist der Maximalwert der Rotoramplitude im Bereich zwischen  $0 < s < 6.5|\varepsilon_S|$  unabhängig vom Anfangsspalt. Während bei einem Rotor mit sehr leichtem oder leichtem Fanglager dieser konstante Wert (Bild 4.36) aus der Grenze des grau schraffierten Bereichs in Bild 4.1a entnommen werden kann, ist der konstante Werte im Bild 4.40 nicht durch den grau schraffierten Bereich in Bild 4.1b zu ermitteln, da der Rotor während der Spaltverstellung keine drehsynchronen unwuchterzwungenen Schwingungen ausführt.

Bild 4.43 zeigt den Schwingungsverlauf der Rotoramplitude, den Verlauf der Spaltweite, den Schwingungsverlauf der Fanglageramplitude sowie die Kontaktkraftamplitude bei der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s} = 0.01|\varepsilon_S|\omega_W$  über der Zeit  $\omega_W t$ . Es zeigen sich zwei Bereiche (a und b), die sich durch die enthaltenen Schwingungsfrequenzen unterscheiden.

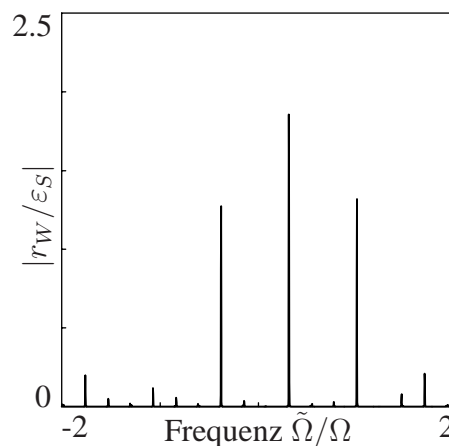
Die Fourieranalyse, dargestellt in den Bildern 4.44 und 4.45, zeigt im Bereich a mehrere Frequenzkomponenten, wobei drehproportionale Frequenzen sowie Eigenfrequenzen dominieren.



**Bild 4.43:** Rotoramplitude, Spaltweite, Fanglageramplitude und Kontaktkraft bei der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s} = 0.01|\varepsilon_S|\omega_W$  in Abhängigkeit der Zeit.



**Bild 4.44:** Fourierspektrum des Rotors im Bereich a.



**Bild 4.45:** Fourierspektrum des Rotors im Bereich b.

Der Kraftverlauf in diesem Bereich (Bild 4.46) zeigt, dass es zwischen Rotor und Fanglager zu Stößen kommt. Die Stöße treten dabei unregelmäßig auf. Im Bereich b sind nur noch drehproportionale Frequenzen enthalten. Bild 4.47 zeigt, dass der Abstand zwischen den einzelnen Stößen größer ist als im Bereich a. Die Stoßamplituden sind ebenfalls größer und der Stoßverlauf regelmäßig.

Bei sehr langsam wachsendem Spalt stellt sich bis zum Anfangsspalt  $s_0 \leq 6.4|\varepsilon_S|$  immer der Bereich b ein, wodurch der konstant Verlauf in Bild 4.40 zu erklären ist.

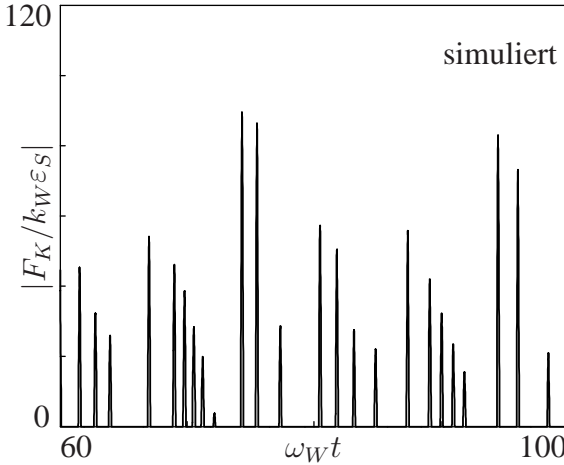


Bild 4.46: Kontaktkraft im Bereich a.

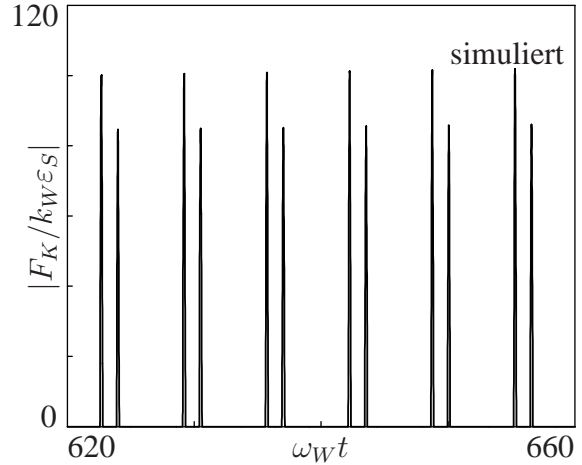


Bild 4.47: Kontaktkraft im Bereich b.

#### • Unterschiedliche Drehzahl bei sehr leichtem Fanglager

In Bild 4.48 ist der Maximalwert des Betrages der instationären Rotoramplitude für ein sehr leichtes Fanglager über der Spaltöffnungsgeschwindigkeit für unterschiedliche Drehzahlen bei einer konstanten Anfangsspaltweite von  $s_0 = 2|\varepsilon_S|$  dargestellt. Bild 4.49 zeigt den Maximalwert der instationären Rotoramplitude über der Drehzahl für unterschiedliche Spaltöffnungsgeschwindigkeiten bei einer Anfangsspaltweite von  $s_0 = 2|\varepsilon_S|$ .

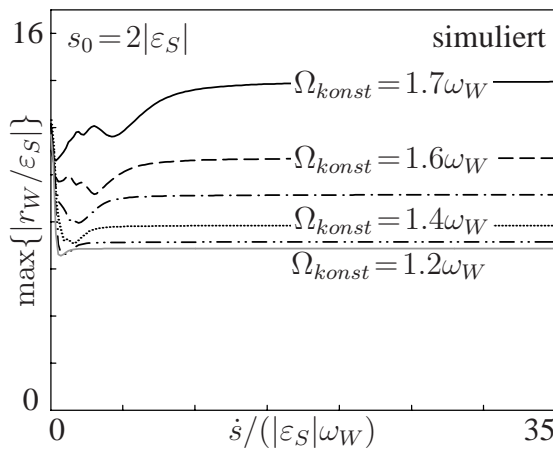


Bild 4.48: Maximalwert der Rotoramplitude für ein sehr leichtes Fanglager bei unterschiedliche Drehzahlen.

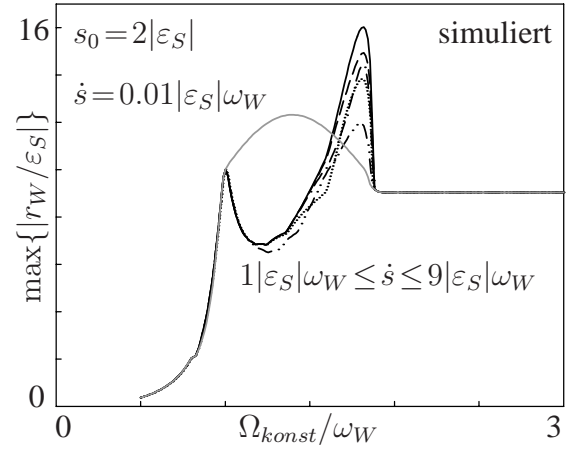
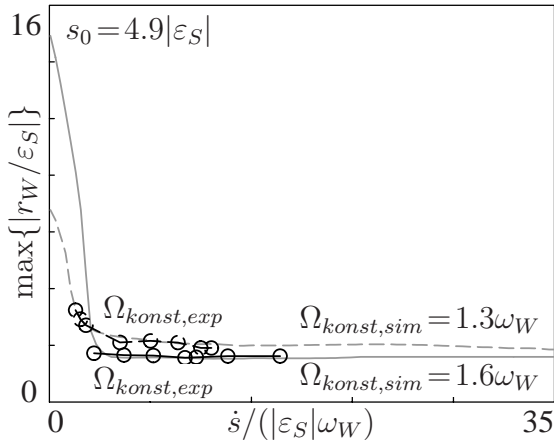
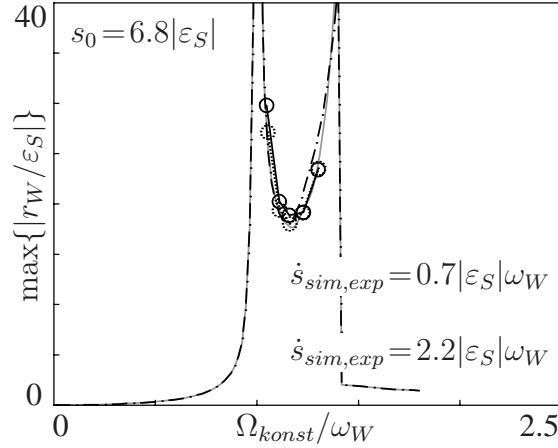


Bild 4.49: Maximalwert der Rotoramplitude für ein sehr leichtes Fanglager bei unterschiedliche Spaltöffnungsgeschwindigkeiten.

In den Bildern 4.50 und 4.51 sind die experimentell ermittelten Werten im Vergleich zu den numerischen Werten des angepassten Simulationsmodells aufgetragen. Die angepassten Parametern sind  $m_L = 0.7m_W$ ,  $k_L = 2.7k_W$ ,  $D_W = 0.003$ ,  $D_L = 0.02$  und  $\mu_R = 0.15$ .



**Bild 4.50:** Experimentelle Werte im Vergleich zu numerischen Werten der Maximalwert der Rotoramplitude eines sehr leichten Fanglagers in Abhängigkeit der Spaltöffnungsgeschwindigkeit.



**Bild 4.51:** Experimentelle Werte im Vergleich zu numerischen Werten der Maximalwert der Rotoramplitude eines sehr leichten Fanglagers in Abhängigkeit der Drehzahl.

Man erkennt in Bild 4.49, dass der Maximalwert der instationären Rotoramplitude im Drehzahlbereich  $0 < \Omega < \omega_W$  und ab der Drehzahl  $\Omega > 1.8\omega_W$  für alle Spaltöffnungsgeschwindigkeiten den gleichen Verlauf aufweist. Eine Spaltverstellung hat in diesen Bereichen keinen Einfluss auf die Maximalamplitude des Rotors.

Im Drehzahlbereich  $\omega_W < \Omega < 1.8\omega_W$  hat der Maximalwert der instationären Rotoramplitude bei Spaltöffnungsgeschwindigkeiten  $\dot{s} > 0.01|\varepsilon_S|\omega_W$  einen parabelförmigen Verlauf. In der Nähe der Drehzahl  $\Omega = \omega_W$  dominiert die stationäre unwuchterzwungene Rotoramplitude ohne Kontakt den Betrag der Differenz zwischen stationärer unwuchterzwungener Rotoramplitude mit und ohne Kontakt und in der Nähe der Drehzahl  $\Omega = 1.8\omega_W$  die stationäre unwuchterzwungene Rotoramplitude mit Kontakt. Bei Spaltöffnungsgeschwindigkeiten  $\dot{s} < 0.01|\varepsilon_S|\omega_W$  löst sich der Rotor erst vom Fanglager, wenn der grau schraffierte Bereich in Bild 4.1a erreicht wird.

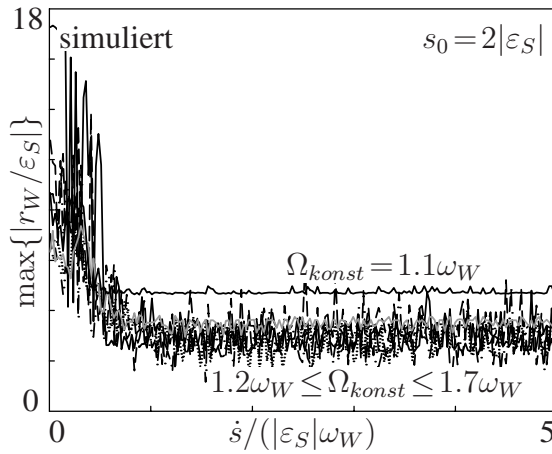
In Bild 4.48 erkennt man, dass der Bereich, in dem Stöße zu einem niedrigeren Maximalwert der instationären Rotoramplitude führen, mit wachsender Drehzahl größer wird. Zum einen wächst mit der Drehzahl die Umlaufgeschwindigkeit, zum anderen die stationäre unwuchterzwungene Rotoramplitude mit Kontakt. Beides führt zu einer höheren Tangentialgeschwindigkeit des Rotors beim Vergrößern des Spalts und damit zu einer höheren notwendigen Spaltöffnungsgeschwindigkeit, um das Ablösen des Rotors ohne weiteren Kontakt zu ermöglichen. Ab Spaltöffnungsgeschwindigkeiten  $\dot{s} > 12|\varepsilon_S|\omega_W$  ist diese Geschwindigkeit für alle Drehzahlen erreicht, und die Spaltöffnungsgeschwindigkeit hat keinen weiteren Einfluss mehr auf die Maximalamplitude.

Die Reduktion der Maximalamplitude bei niedriger Spaltöffnungsgeschwindigkeit ist gering. Bei kleiner Drehzahl beträgt sie nur 1.6% und bei hoher Drehzahl 24.0% gegenüber der abrupten Spaltöffnung. Hinzu kommt, dass die Reduktion der Maximalamplitude durch

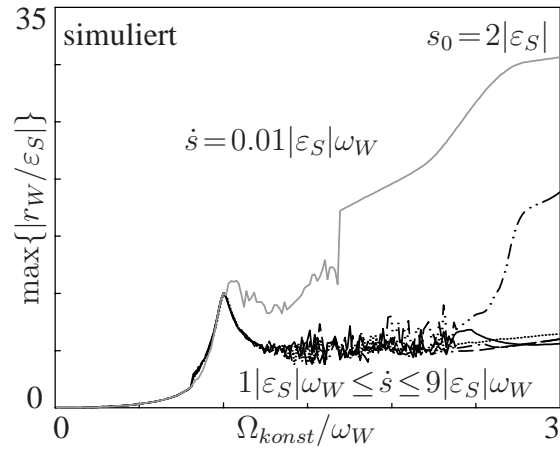
Stöße erkaufte werden muss. Es kann daher nicht empfohlen werden, durch geringe Spaltöffnungsgeschwindigkeiten eine weitere Amplitudenreduktion zu erzwingen.

#### • Unterschiedliche Drehzahl bei schwerem Fanglager

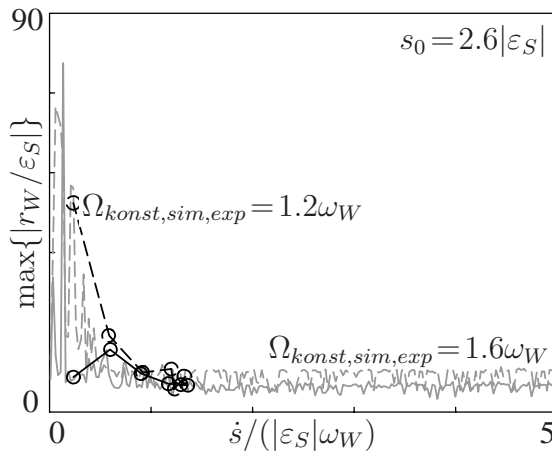
In Bild 4.52 ist der Maximalwert der instationären Rotoramplitude für ein schweres Fanglager über der Spaltöffnungsgeschwindigkeit für unterschiedliche Drehzahlen bei einer konstanten Anfangsspaltweite von  $s_0 = 2$  dargestellt. In Bild 4.53 ist der Maximalwert der instationären Rotoramplitude über der Drehzahl für unterschiedliche Spaltöffnungsgeschwindigkeiten und einer konstanten Anfangsspaltweite von  $s_0 = 2$  aufgetragen. Der Vergleich zwischen experimentellen und numerischen Werten ist für die Parametern  $m_L = 1.2m_W$ ,  $k_L = 0.5k_W$ ,  $D_W = 0.003$ ,  $D_L = 0.02$  und  $\mu_R = 0.15$  in den Bildern 4.54 und 4.55 gezeigt.



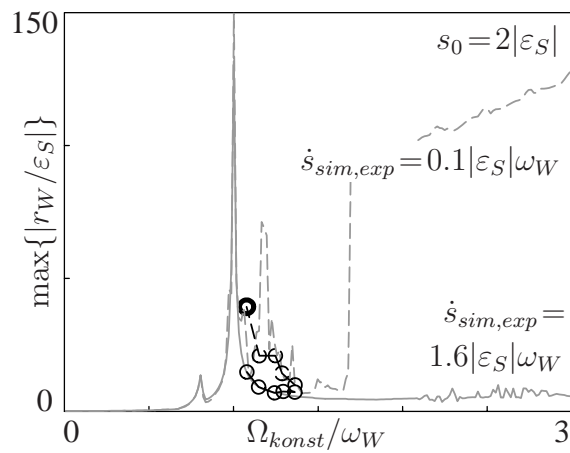
**Bild 4.52:** Maximalwert der Rotoramplitude für ein schweres Fanglager bei unterschiedliche Drehzahlen.



**Bild 4.53:** Maximalwert der Rotoramplitude für ein schweres Fanglager bei unterschiedliche Spaltöffnungsgeschwindigkeiten.



**Bild 4.54:** Experimenteller und numerischer Maximalwert der Rotoramplitude bei schwerem Fanglager in Abhängigkeit der Spaltöffnungsgeschwindigkeit.



**Bild 4.55:** Experimenteller und numerischer Maximalwert der Rotoramplitude bei schwerem Fanglager in Abhängigkeit der Drehzahl.



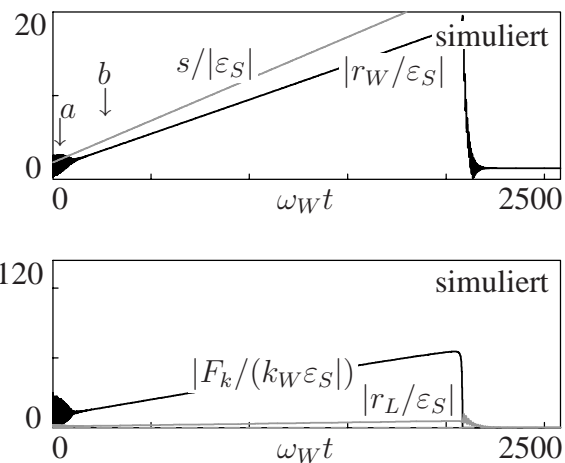
Im Drehzahlbereich  $0 < \Omega < \omega_W$  hat die Spaltverstellung, so wie auch bei einem Rotor-Fanglager-System mit leichtem oder sehr leichtem Fanglager, keinen Einfluss auf den Maximalwert. Im Gegensatz zum Rotor-Fanglager-System mit leichtem oder sehr leichtem Fanglager hat die Spaltverstellung bei einem Rotor mit schwerem Fanglager allerdings im gesamten Drehzahlbereich ab  $\Omega > \omega_W$  Einfluss auf den Maximalwert, da sich Rotor und Fanglager nach erstmaligem Anlegen nicht mehr ohne äußere Störung voneinander trennen.

Bei kleinen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten zeigt sich im Drehzahlbereich  $\omega_W < \Omega < 1.7\omega_W$  ein stark aufgerauter Verlauf des Maximalwerts, da beim Vergrößern des Spalts keine stabile Lösung der unwuchterzwungenen drehsynchronen Rotoramplitude mit Kontakt erreicht wird. Bei größeren Drehzahlen ist der Verlauf glatt. Die unwuchterzwungene drehsynchrone Rotoramplitude mit Kontakt gelangt bei quasistatischer Spaltverstellung in den rechten Teil des grau schraffierten Bereiches in Bild 4.1b.

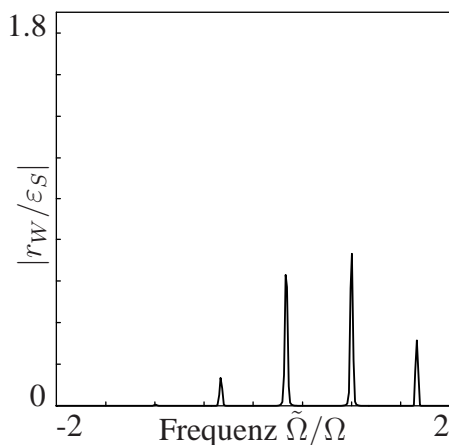
Bild 4.56 zeigt den Übergang der Rotoramplitude bei quasistationärer Spaltverstellung und einer Drehzahl  $\Omega = 2\omega_W$ .

In den Bildern 4.57 und 4.58 sind die Schwingungsfrequenzen an den Stellen a und b dargestellt. In den Bildern 4.59 und 4.60 sind die dazugehörigen Kontaktkraftamplituden zu sehen.

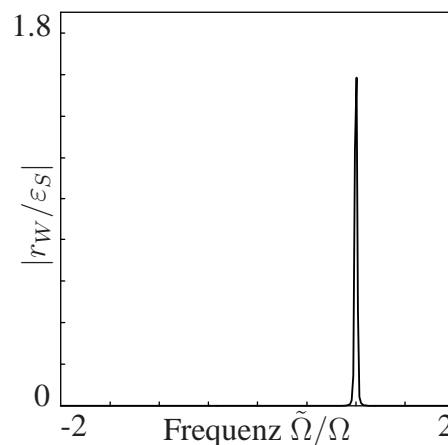
Die Schwingung in Bereich a zeigt drehproportionale Frequenzkomponenten. Der Kraftverlauf ist stetig und zeigt, dass Rotor und Fanglager sich nicht voneinander lösen. In Bereich b zeigt die Schwingung, dass der Rotor eine reine unwuchterzwungene drehsynchrone Bewegung hat. Rotor und Fanglager bleiben stets in Kontakt.



**Bild 4.56:** Übergang der Rotoramplitude bei quasistationärer Spaltverstellung.

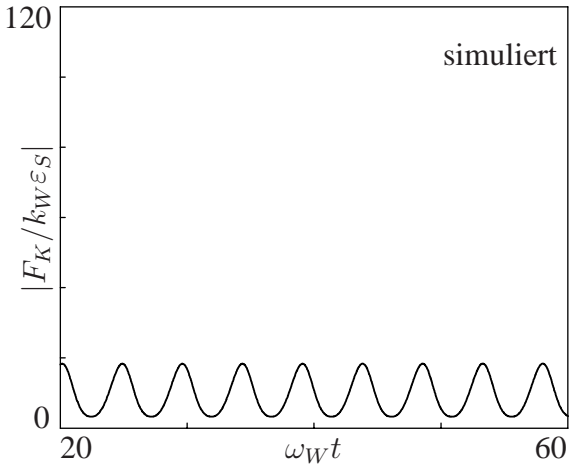
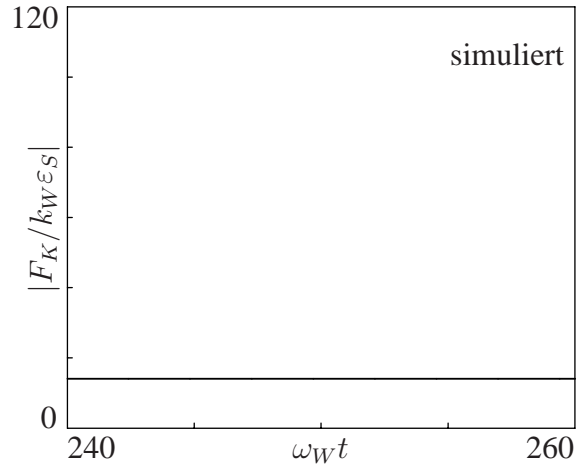


**Bild 4.57:** Fourierspektrum des Rotors im Bereich a.



**Bild 4.58:** Fourierspektrum des Rotors im Bereich b.



**Bild 4.59:** Kontaktkraft im Bereich a.**Bild 4.60:** Kontaktkraft im Bereich b.

Bei Spaltöffnungsgeschwindigkeiten  $\dot{s} \geq 2|\epsilon_S|\omega_W$  ist in Bild 4.53 ab einem Drehzahlbereich  $\Omega > 2.7\omega_W$  ebenfalls ein glatter Verlauf des Maximalwertes zu erkennen. Der Rotor befindet sich für die Anfangsspaltweite  $s_0 = 2$  schon bei Beginn der Spaltverstellung im rechten Teil des grau schraffierten Bereiches in Bild 4.1b.

Wie auch bei einem Rotor mit leichtem oder sehr leichtem Fanglager zeigt Bild 4.52 für einen Rotor mit schwerem Fanglager, dass die maximale Rotoramplitude bei kleinen Spaltweiten groß ist und mit wachsender Spaltöffnungsgeschwindigkeit auf einen Wert abfällt, der im Mittel konstant ist. Die einzelnen Verläufe sind allerdings stark schwankend, da die Instabilität der unwuchterzwungenen drehsynchronen Rotoramplitude mit Kontakt bei allen Drehzahlen vor Beginn der Spaltverstellung dazu führt, dass die Anfangsbedingungen und damit der Maximalwert der instationären Rotoramplitude abhängig vom Startzeitpunkt der Spaltverstellung sind.

#### 4.1.4 Optimale Eingriffsparameter

In diesem Kapitel werden die optimalen Eingriffsparameter für die Drehzahl  $\Omega$  und die Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s}$  hergeleitet. Nach Kapitel 4.1.1 wird ein schweres Fanglager wegen Instabilität der drehsynchronen unwuchterzwungenen Lösung des Rotors von vornherein ausgeschlossen, und der optimale Anfangsspalt  $s_{0,opt}$  ist so klein wie möglich zu wählen. Bei einem leichten Fanglager werden lediglich die Parameter berücksichtigt, bei denen die Koppeleigenfrequenz des starr verbundenen Gesamtsystems  $\omega_{WL}$  kleiner als die Eigenfrequenz des Fanglagers  $\omega_L$  ist. Dies ist dann der Fall, wenn das Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$  größer als das Massenverhältnis  $m_L/m_W$  ist (siehe Kapitel 2.2). Ist das Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$  kleiner als das Massenverhältnis  $m_L/m_W$ , liegt die erste Unendlichkeitsstelle bei  $\omega_{WL}$  vor der Eigenfrequenz des Rotors  $\omega_W$ , und der Rotor müsste bei einem Hochlauf nach Ablösen vom Fanglager seinen Resonanzbereich ungeschützt durchfahren. Die optimale Drehzahl  $\Omega_{opt}$  muss daher sowohl bei einem leichten Fanglager, das die Ungleichung  $k_L/k_W > m_L/m_W$  erfüllt, als auch bei einem sehr leichten Fanglager im

Drehzahlbereich  $\omega_W < \Omega < \omega_{WL}$  liegen.

• **Optimale Drehzahl**

Die optimale Drehzahl  $\Omega_{opt}$  wird bei Benutzung der oberen Grenze aus (4.10) über die Forderung

$$\frac{\partial \max\{|\rho_W|\}}{\partial \Omega} = 0 \quad (4.12)$$

errechnet.

Da  $k_L/k_W > m_L/m_W$  sein soll, folgt über

$$\begin{aligned} \frac{k_W}{k_L} &< \frac{m_W}{m_L}, \\ \frac{k_W}{k_L} + \frac{k_L}{k_L} &< \frac{m_W}{m_L} + \frac{m_L}{m_L}, \\ \frac{k_W + k_L}{k_L} &< \frac{m_W + m_L}{m_L}, \\ \frac{k_W + k_L}{m_W + m_L} &< \frac{k_L}{m_L}, \end{aligned} \quad (4.13)$$

schließlich, dass  $\omega_{WL} < \omega_L$  ist.

Im Drehzahlbereich  $\omega_W < \Omega < \omega_{WL}$  können daher bei den dynamischen Steifigkeiten  $a_{WL}$  und  $a_L$  die Betragsstriche weggelassen werden, da

$$\begin{aligned} a_{WL} &= k_W + k_L - \Omega^2(m_W + m_L) > 0 \quad \text{für } \Omega < \omega_{WL} \quad \text{und} \\ a_L &= k_L - \Omega^2 m_L > 0 \quad \text{für } \Omega < \omega_{WL} < \omega_L \end{aligned} \quad (4.14)$$

sind.

Für den Drehzahlbereich  $\Omega > \omega_W$  gilt

$$\begin{aligned} |\omega_W - \Omega| &= \Omega - \omega_W > 0, \\ a_W &< 0, \\ \frac{1}{|a_W|} &= \frac{1}{|k_W - \Omega^2 m_W|} = \frac{1}{\Omega^2 m_W - k_W} = \frac{1}{(-a_W)} > 0, \\ -\frac{1}{a_W} &= -\frac{1}{k_W - \Omega^2 m_W} = \frac{1}{\Omega^2 m_W - k_W} = \frac{1}{(-a_W)} > 0, \end{aligned} \quad (4.15)$$

Gleichung (4.10) vereinfacht sich daher zu

$$\max\{|\rho_W|\} \leq \left( \frac{a_L}{a_{WL}} s + \frac{a_L \Omega^2 m_W}{a_{WL} (-a_W)} |\varepsilon_S| \right) \frac{\Omega}{\omega_W} + \frac{\Omega^2 m_W}{(-a_W)} |\varepsilon_S|. \quad (4.16)$$

Nach Auswertung der vereinfachten Gleichung (4.16) mit Gleichung (4.12), erhält man eine Gleichung, die im Nenner die Nullstellen

$$\Omega_{N1,2} = \omega_W \quad \Omega_{N3,4} = \omega_{WL} \quad \text{und} \quad \Omega_{N5,6} = -\omega_{WL} \quad (4.17)$$

hat. Im Drehzahlbereich  $\omega_W < \Omega < \omega_{WL}$  führen diese daher zu keinem asymptotischem Verhalten.

Der Zähler der ausgewerteten Gleichung, führt auf eine algebraische Gleichung 6. Ordnung für die Drehzahl  $\Omega$ ,

$$\begin{aligned} & (m_W m_L k_W^2 + m_L^2 k_W^2) (s + \varepsilon_S) \left( \frac{\Omega}{\omega_W} \right)^6 \\ & - 2 (m_L^2 k_W^2 + m_W m_L k_W^2) (s + \varepsilon_S) \left( \frac{\Omega}{\omega_W} \right)^5 \\ & + \left\{ (m_W^2 k_W k_L - 2 m_W m_L k_W k_L - 2 m_W m_L k_W^2) (s + \varepsilon_S) \right. \\ & \quad \left. + m_L k_W^2 (m_L s - m_W \varepsilon_S) \right\} \left( \frac{\Omega}{\omega_W} \right)^4 \\ & + \left\{ 2 (2 m_W m_L k_W^2 - m_W^2 k_W k_L + 2 m_W m_L k_W k_L) (s + \varepsilon_S) \right. \\ & \quad \left. + 2 m_W k_W^2 (m_L s - m_W \varepsilon_S) \right\} \left( \frac{\Omega}{\omega_W} \right)^3 \\ & + \left\{ (m_W^2 k_L^2 + 2 m_W^2 k_W k_L) (s + \varepsilon_S) \right. \\ & \quad \left. - m_W k_W ((3 m_L k_W + 2 m_L k_L) s - (3 m_W k_L + 4 m_W k_W) \varepsilon_S) \right\} \left( \frac{\Omega}{\omega_W} \right)^2 \\ & - \left\{ 2 (m_W^2 k_L^2 + m_W^2 k_W k_L) (s + \varepsilon_S) + 2 m_W^2 k_W (k_W + k_L) \varepsilon_S \right\} \left( \frac{\Omega}{\omega_W} \right) \\ & \quad + m_W^2 k_L (k_W + k_L) s = 0. \end{aligned} \quad (4.18)$$

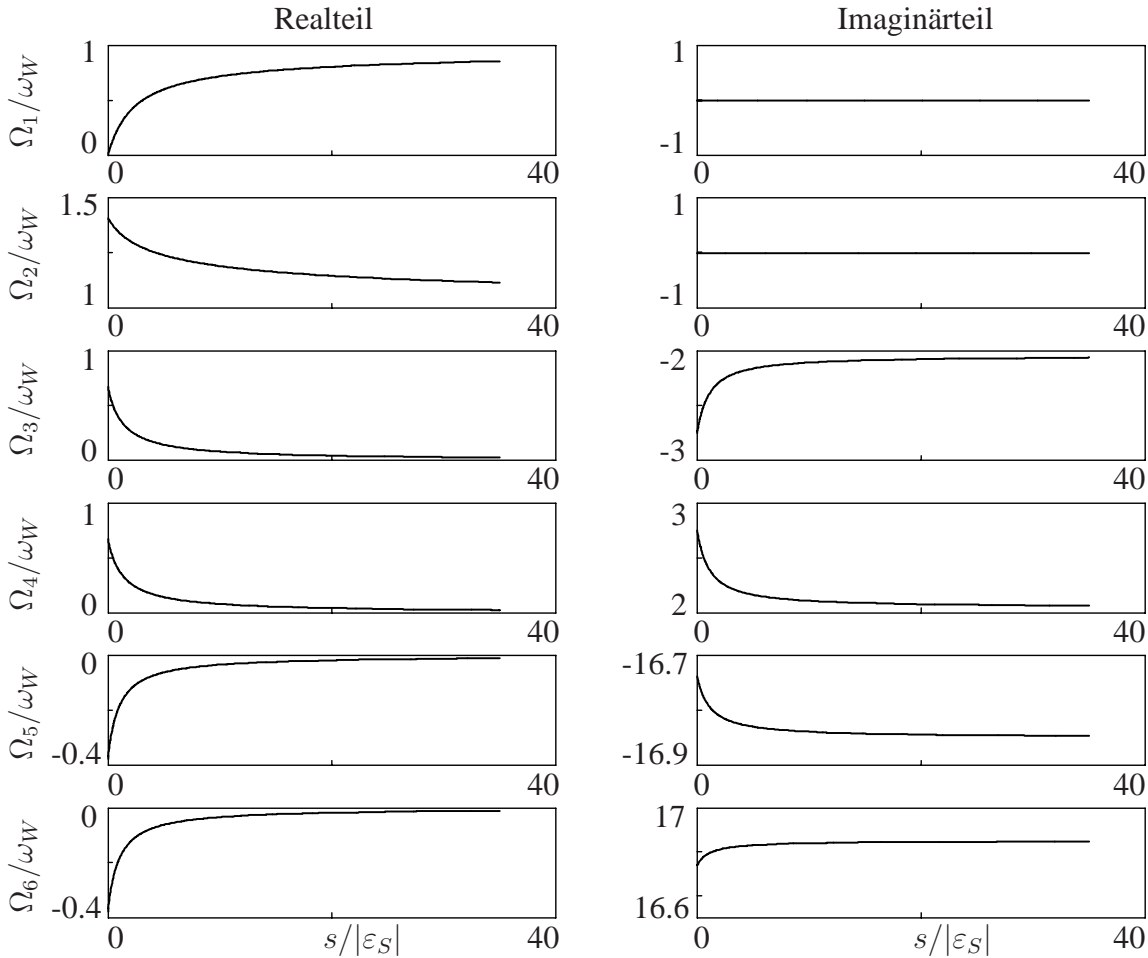
Die Nullstellen dieser Gleichung werden numerisch berechnet.

Exemplarisch sind für  $k_L/k_W = 3$  und  $m_L/m_W = 0.01$  in Bild 4.61 der Real- und der Imaginärteil der Nullstellen der Gleichung (4.16) über der Spaltweite aufgetragen.

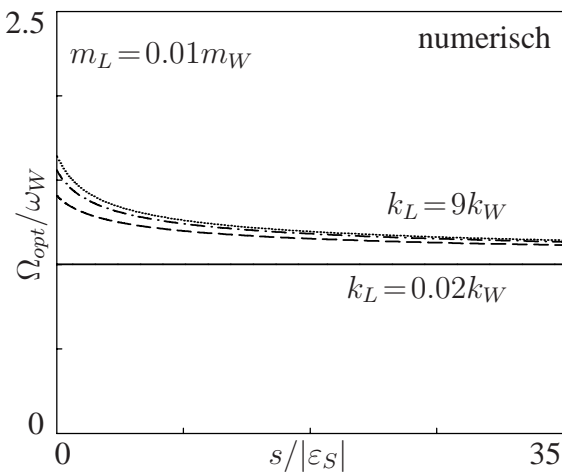
Die dritte, vierte, fünfte und sechste Nullstelle sind komplex. Die erste Nullstelle ist kleiner als  $\omega_W$ . Nur die zweite Nullstelle ist reell, liegt im Drehzahlbereich  $\omega_W < \Omega < \omega_{WL}$  und erfüllt die Bedingung  $k_L/k_W > m_L/m_W$ .

In den Bildern 4.62 bis 4.67 sind sie für verschiedene Parameterkonstellationen der Spaltweite  $s$ , des Steifigkeitsverhältnisses  $k_L/k_W$  und des Massenverhältnisses  $m_L/m_W$  von Fanglager zu Rotor dargestellt. Komplexe Lösungen und Lösungen, die nicht im Drehzahlbereich  $\omega_W < \Omega < \omega_{WL}$  liegen oder nicht  $k_L/k_W > m_L/m_W$  erfüllen, sind in den Bildern nicht zu sehen.

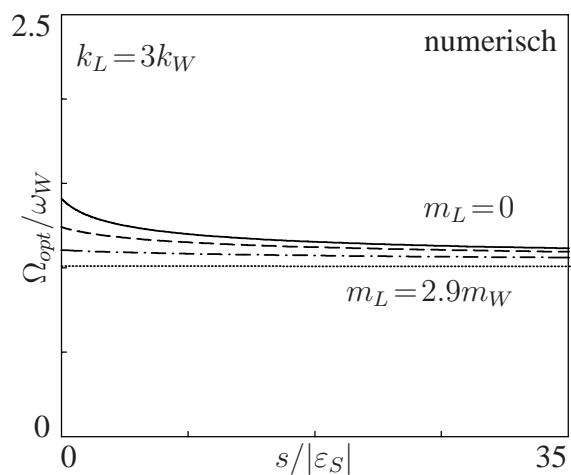
Mit wachsendem Spalt  $s$  verringert sich die Drehfrequenz  $\Omega_{opt}$ . Sind das Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W$  und das Massenverhältnis  $m_L/m_W$  annähernd gleich groß, wird die Drehfrequenz  $\Omega_{opt}$  unabhängig vom Spalt  $s$  und liegt bei  $\Omega_{opt} = \omega_W$ .



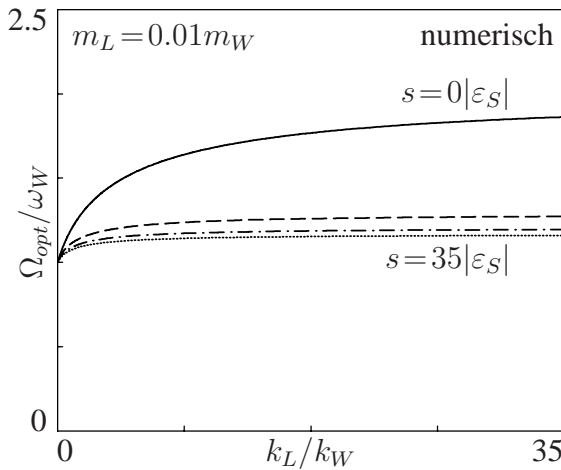
**Bild 4.61:** Real- und der Imaginärteil der Nullstellen der Gleichung (4.16) in Abhängigkeit der Spaltweite für  $k_L = 3k_W$  und  $m_L = 0.01m_W$ .



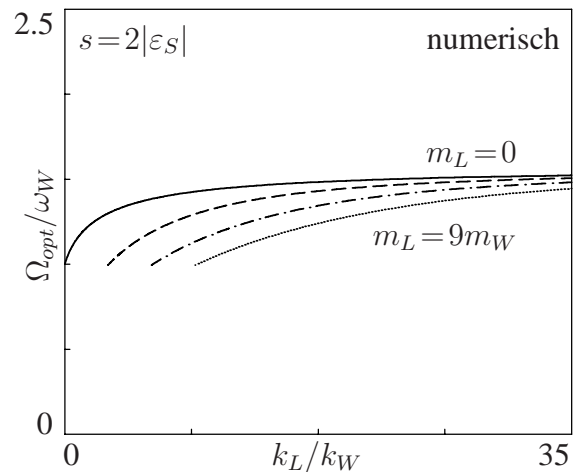
**Bild 4.62:** Optimale Eingriffs-drehzahl in Abhängigkeit der Spaltweite für unterschiedliche Steifigkeiten.



**Bild 4.63:** Optimale Eingriffs-drehzahl in Abhängigkeit der Spaltweite für unterschiedliche Massen.

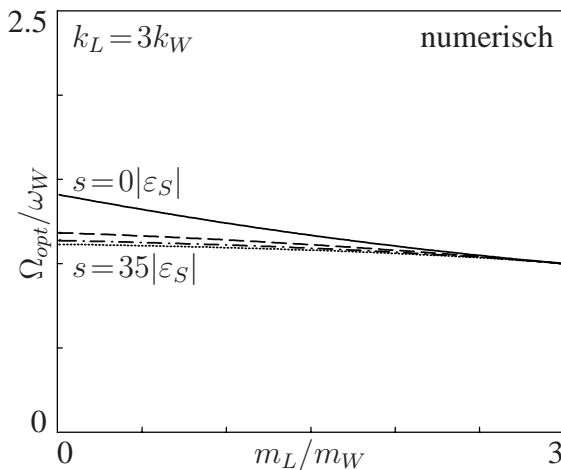


**Bild 4.64:** Optimale Eingriffsdruckzahl in Abhängigkeit der Steifigkeit für unterschiedliche Spaltweiten.

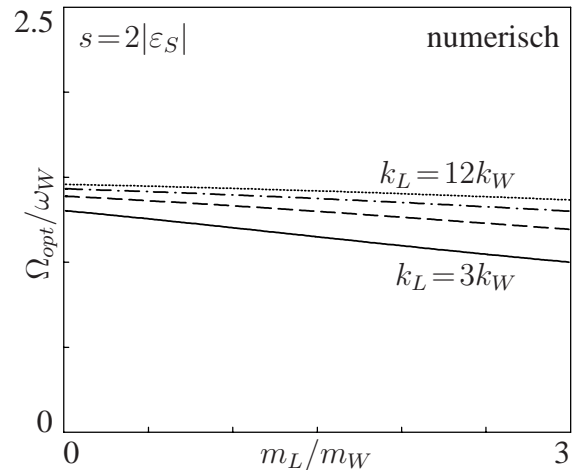


**Bild 4.65:** Optimale Eingriffsdruckzahl in Abhängigkeit der Steifigkeit für unterschiedliche Massen.

Bei Vergrößerung des Steifigkeitsverhältnisses  $k_L/k_W$  vergrößert sich die Drehzahl  $\Omega_{opt}$ . Je größer die Spaltweite  $s$  ist, desto größer ist auch die optimale Eingriffsdruckzahl  $\Omega_{opt}$ . In Bild 4.65 erkennt man, dass eine Drehzahl  $\Omega_{opt} > \omega_W$  auch erst ab einem Steifigkeitsverhältnis  $k_L/k_W > m_L/m_W$  existiert.



**Bild 4.66:** Optimale Eingriffsdruckzahl in Abhängigkeit der Masse für unterschiedliche Spaltweiten.



**Bild 4.67:** Optimale Eingriffsdruckzahl in Abhängigkeit der Masse für unterschiedliche Steifigkeiten.

Bei Vergrößerung des Massenverhältnisses  $m_L/m_W$  verkleinert sich die Drehzahl  $\Omega_{opt}$ . Je größer die Spaltweite  $s$  ist, desto kleiner ist die optimale Eingriffsdruckzahl  $\Omega_{opt}$ . Unabhängig von der Spaltweite enden alle optimalen Eingriffsdruckzahlen bei  $\omega_W$ , wenn das Steifigkeits- und Massenverhältnis annähernd gleich groß sind.

#### • Optimale Spaltöffnungsgeschwindigkeit

Die Abschätzung der optimalen Eingriffsdruckzahl und des kleinsten instationären Zeigers (Kap 4.1.2) gilt nur, wenn sich Rotor und Fanglager direkt ab Beginn der Spaltverstellung voneinander lösen. Die dafür notwendige Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s}_{min}$  wird aus Gleichung (3.10) ermittelt. Soll das System mit Kontakt in das System ohne Kontakt überführt

werden, so muss die Öffnungsgeschwindigkeit  $\dot{\delta}$  des kleinsten Abstandes  $\delta$  größer Null sein. Damit bestimmt sich die minimale Spaltöffnungsgeschwindigkeit nach Wechsel ins mitrotierende Koordinatensystem zu

$$\dot{s}_{min} > \max \left\{ \frac{\Re\{\rho_W - \rho_L\} \Re\{\dot{\rho}_W - \dot{\rho}_L\} + \Im\{\rho_W - \rho_L\} \Im\{\dot{\rho}_W - \dot{\rho}_L\}}{|\rho_W - \rho_L|} \right\}. \quad (4.19)$$

Die instationäre Fanglageramplitude berechnet sich dabei auf dem gleichen Weg wie die instationäre Rotoramplitude (Gleichung (4.3)) zu

$$\rho_L(t) = e^{-\delta_L t} (C_3 e^{i(\omega_{Ld} - \Omega)t} + C_4 e^{-i(\omega_{Ld} + \Omega)t}), \quad (4.20)$$

mit den Abkürzungen

$$b_L/m_L = 2D_L\omega_L \quad \delta_L = D_L\omega_L \quad \text{und} \quad \omega_{Ld} = \omega_L \sqrt{1 - D_L^2} \quad (4.21)$$

den Integrationskonstanten

$$C_3 = \frac{1}{2} \frac{(\omega_{Ld} + \Omega - i\delta_L)}{\omega_{Ld}} \hat{r}_{L,0} \quad \text{und} \quad (4.22)$$

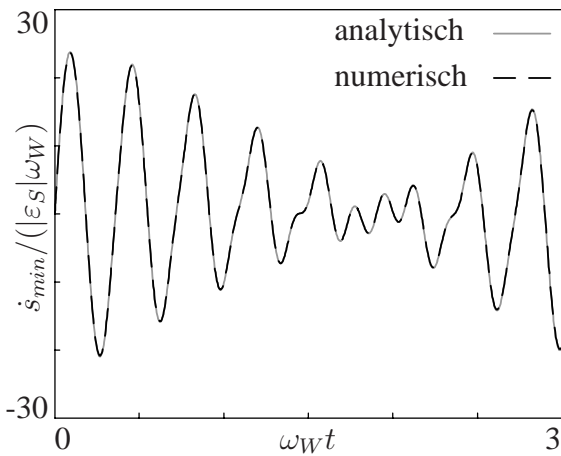
$$C_4 = \frac{1}{2} \frac{(\omega_{Ld} - \Omega + i\delta_L)}{\omega_{Ld}} \hat{r}_{L,0}, \quad (4.23)$$

und der unwuchterzwungenen Bewegung des Fanglagers mit Kontakt

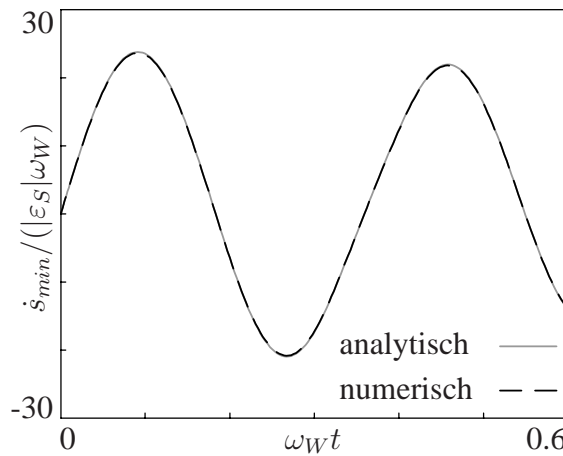
$$\hat{r}_{L,0} = \frac{m_W \Omega^2}{a_{WL}} \varepsilon_S - s a_W \left( \frac{a_L}{|a_L|} \frac{|a_{WL}|}{(a_{WL})^2} \right) \quad (4.24)$$

mit den dynamischen Steifigkeiten aus Gleichung (4.8).

Für die weitere Betrachtung der Gleichung (4.24) wird angenommen, dass der Rotor und das Fanglager dämpfungsfrei ( $D_W = 0$ ,  $D_L = 0$ ) sind und der Rotor keine Anlauftringexzentrizität ( $\varepsilon_A = 0$ ) hat. Der Kontakt zwischen Rotor und Fanglager ist reibungsfrei ( $\mu_R = 0$ ).



**Bild 4.68:** Analytische und numerische Lösung der minimalen Spaltöffnungsgeschwindigkeit.



**Bild 4.69:** Vergrößerter Ausschnitt der analytischen und numerischen Lösung der minimalen Spaltöffnungsgeschwindigkeit.

Für den Standardparametersatz ergibt sich nach Gleichung (4.18) die minimale Drehfrequenz  $\Omega_{min} = 1.3 \omega_W$ . In Bild 4.68 ist bei dieser Frequenz die minimale Spaltöffnungs-geschwindigkeit  $\dot{s}_{min}$ , in Bild 4.69 ein Ausschnitt daraus dargestellt. Neben der analytischen Lösung ist zum Vergleich die numerisch berechnete Lösung eingezeichnet. Sie liegen exakt aufeinander.

Der größte Wert der minimalen Spaltöffnungs-geschwindigkeit  $\max\{\dot{s}_{min}\} = 23.6|\varepsilon_S|\omega_W$  wird zum ersten Mal bei  $t_{min} = 0.09/\omega_W$  erreicht. Danach fällt die Spaltöffnungs-geschwindigkeit wieder ab. Wird der Spalt mit dem größten Wert der minimalen Spaltöffnungs-geschwindigkeit konstant vergrößert, löst sich der Rotor vom Fanglager ohne ein erneutes Anlegen. Der Zeitpunkt der minimalen Spaltöffnungs-geschwindigkeit wird erreicht, wenn der Zähler von  $\Re\{(\rho_W - \rho_L)(\frac{(\rho_W - \rho_L)^*}{|\rho_W - \rho_L|})\}$  gleich Null ist, was zu der Bestimmungsgleichung

$$\Re\{\rho_W - \rho_L\} \Re\{\rho_W - \rho_L\} + \Im\{\rho_W - \rho_L\} \Im\{\rho_W - \rho_L\} = 0 \quad (4.25)$$

für  $t_{min}$  führt. Die Gleichungen (4.6), (4.7), (4.4), (4.5) und (4.3) sowie die Gleichungen (4.24), (4.22), (4.23) und (4.20) in (4.25) eingesetzt und mit der EULERSchen Formel in Real- und Imaginärteil zerlegt, ergeben eine transzendente Gleichung, deren Lösung für  $t_{min}$  nur auf numerischem Wege ermittelt werden kann. Die Lösung  $t_{min}$  eingesetzt in Gleichung (4.19) ergibt dann wiederum die minimale Spaltöffnungs-geschwindigkeit, bei der sich das Fanglager direkt bei Beginn der Spaltverstellung vom Rotor löst.

## 4.2 Destabilisierung des Backward Whirls

Eine der gefährlichsten Bewegungsformen bei Rotor-Fanglager-Kontakt ist die rückwärts gerichtete Bewegung, die Backward Whirl genannt wird.

Beim Backward Whirl treten neben sehr großen Rotor- und Fanglagerauslenkungen hohe Umlaufgeschwindigkeiten von Wellendurchstoßpunkt und Fanglagermittelpunkt auf. Das hat zur Folge, dass die Kontaktkraft sehr groß wird und es zu einer hohen Belastung des Rotors kommt. Damit geht eine hochfrequente Änderung der Biegespannung in der Welle einher, und in kürzester Zeit wird eine sehr große Lastspielanzahl erreicht, was das Schadensrisiko sehr stark ansteigen lässt.

Nach [15] lässt sich eine Näherungsformel für Amplitude und Frequenz des Backward Whirls bei einer konstanten Drehzahl ( $\dot{\varphi} = \Omega$ ) unter Berücksichtigung der Fanglagermasse und der Fanglagerdämpfung angeben. Allerdings kann das Ergebnis nicht in geschlossener analytischer Form dargestellt werden. Nach einigen analytischen Umformungen muss die Frequenz der rückwärts gerichtete Bewegung numerisch ermittelt werden.

Die Berechnung der Näherungsformel für den Backward Whirl soll hier nur kurz skizziert werden. Für die ausführliche Herleitung sei auf [15] verwiesen.

Für die Rotorbewegung gilt wieder Gleichung (3.2), für die Fanglagerbewegung Gleichung (3.3), allerdings unter Vernachlässigung des statischen Versatzes  $r_{St}$ . Bei Kontakt erfüllen die Rotor- und Fanglagerauslenkungen die kinematische Kontaktbedingung (3.18). Die Rotor- und Fanglagerauslenkung sowie die Kontaktkraft lassen sich beim Backward Whirl als Überlagerung zweier Komponenten darstellen: einer drehsynchronen Komponente mit der Frequenz  $\Omega$  und einer rückwärts drehenden Komponente mit der Frequenz  $\Psi$ . Mit dieser Darstellung gewinnt man aus den Gleichungen (3.2) und (3.3) jeweils zwei zeitunabhängige Gleichungen der Rotor- und Fanglagerauslenkungen, die nach ihren Frequenzkomponenten getrennt sind. Die Gleichung der kinematischen Kontaktbedingung (3.18) kann ebenfalls in ihre Frequenzanteile aufgespalten werden. Dazu muss die Anlaufringexzentrizität  $\varepsilon_A$  vernachlässigt werden. Außerdem wird die Näherung gemacht, dass der Betrag des rückwärtsgerichteten Kontaktkraftanteils sehr viel größer ist als der Betrag des drehsynchronen Kontaktkraftanteils. Durch Ersetzen der Rotor- und Fanglagerauslenkungen in die Gleichung der kinematischen Kontaktbedingung für die rückwärtsgerichtete Frequenzkomponente erhält man eine Gleichung, die nur noch die rückwärtsgerichtete Kraftkomponente enthält. Auflösen liefert den Betrag der asynchronen Kraftkomponente, wobei die gewonnene Gleichung komplex ist. Ihre Lösungen sind nur sinnvoll, wenn der Betrag reell und positiv ist. Die Forderung, dass der Imaginärteil null sein muss, führt zu einer algebraischen Gleichung 6. Ordnung für die Frequenz  $\Psi$  der asynchronen Komponente. Die Nullstellen dieser Gleichung können nicht mehr analytisch ermittelt werden, sondern müssen numerisch berechnet werden.

Einige der Wurzeln der Gleichung beschreiben physikalisch nicht sinnvolle Lösungen. Da nur stationäre Lösungen für die rückwärts gerichtete Komponente gesucht werden, können komplexe Werte für die Frequenz  $\Psi$  aussortiert werden.

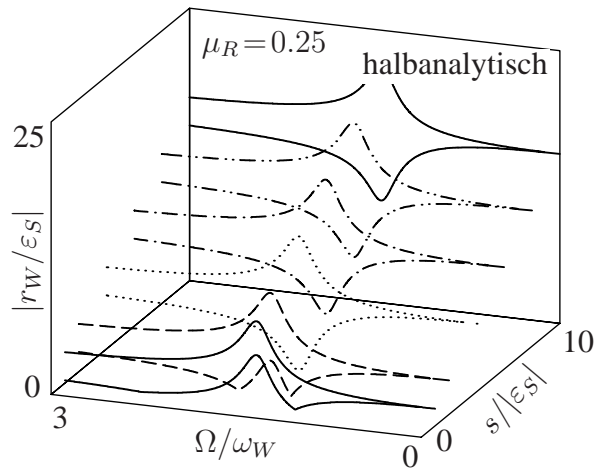
Bei bekannter Frequenz  $\Psi$  können anschließend die Beträge der asynchronen Kontaktkraft, der asynchronen Rotorauslenkung und der asynchronen Fanglagerauslenkung berechnet werden.

Bei Vernachlässigung der Fanglagermasse  $m_L$ , der Fanglagerdämpfung  $D_L$ , der Anlaufringexzentrizität  $\varepsilon_A$  und des statischen Versatzes  $r_{Lst}$  kann nach [15] ein Grenzwert des Reibkoeffizienten  $\mu_{Rkrit}$  ermittelt werden, oberhalb dessen bei Instabilität der drehsynchronen Bewegung der Backward Whirl auftreten kann. Mit den Standardparametern dieser Arbeit ergibt sich ein kritischer Reibkoeffizient  $\mu_{Rkrit} = 0.21$ .

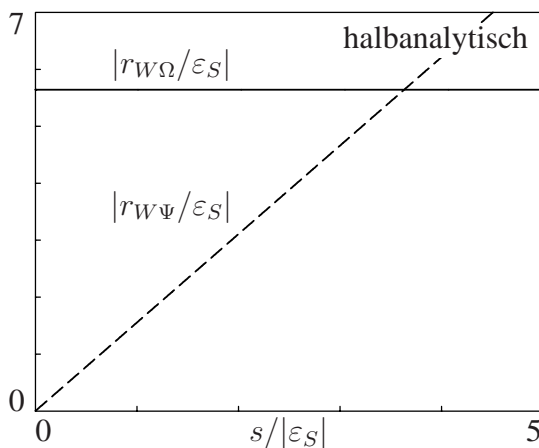


In Bild 4.70 sind die Näherungslösungen für den Backward Whirl bei einem Reibkoeffizienten  $\mu_R = 0.25$  für unterschiedliche Spaltweiten gezeigt.

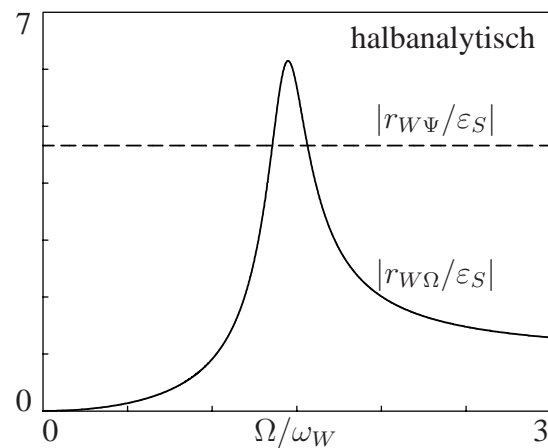
Der Backward Whirl ist über den gesamten Drehzahlbereich und für alle Spaltweiten (außer der Spaltweite  $s = 0$ ) stabil. Er setzt sich, wie [15] zeigt, aus einer drehsynchronen  $r_{W\Omega}$  und einer asynchronen Komponente  $r_{W\Psi}$  zusammen. Die drehsynchrone Komponente ist abhängig von der Drehzahl und unabhängig von der Spaltweite. Die asynchrone Komponente ist unabhängig von der Drehzahl und vergrößert sich linear mit der Spaltweite (siehe Bild 4.71 und 4.72).



**Bild 4.70:** Näherungslösungen für den Backward Whirl.



**Bild 4.71:** Drehsynchrone und asynchrone Komponente des Backward Whirls.



**Bild 4.72:** Drehsynchrone und asynchrone Komponente des Backward Whirls.

Ein quasistatisches Verkleinern oder Vergrößern der Spaltweite führt somit dazu, dass die asynchrone Komponente größer oder kleiner wird. Existiert kein Spalt  $s = 0$ , existiert auch keine asynchrone Komponente und damit kein Backward Whirl.

In Bild 4.73 sind neben der halbanalytischen Näherungslösung für den Backward Whirl (BW) die drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude (DR) und die numerisch ermittelte Rotoramplitude bei quasistatischem Hoch- und Runterlauf (BWH und BWR) dargestellt.

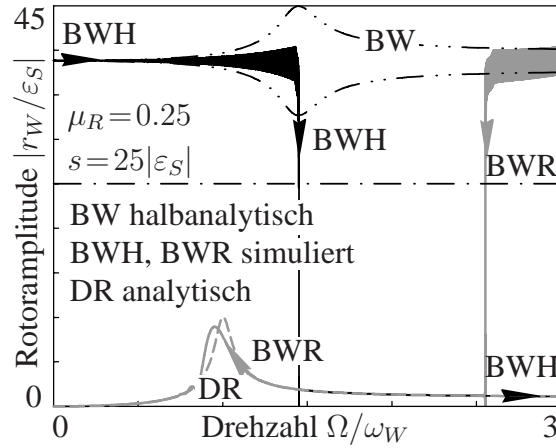
Bei einem Hochlauf beginnt die Rotoramplitude bei der Drehzahl  $\Omega = 0$  mit den Anfangsbedingungen für den Backward Whirl, die aus der halbanalytisch berechneten Näherungslösung entnommen werden.

Ab einer Drehzahl  $\Omega = 1.4\omega_W$  bricht der anfängliche Backward Whirl gänzlich zusammen. Die Rotoramplitude folgt der analytisch berechneten drehsynchronen unwuchterzwungenen Amplitudenkurve des Rotors ohne Kontakt.

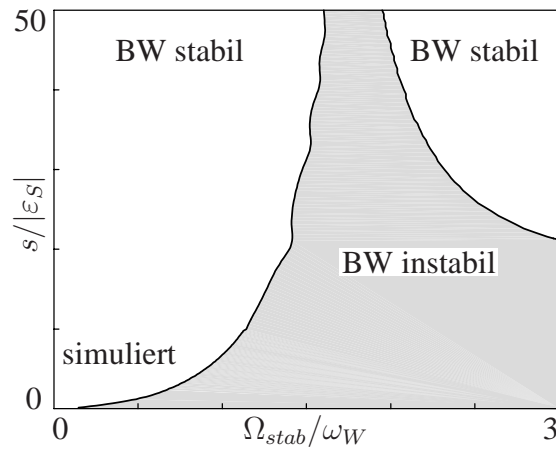
Bei einem Runterlauf beginnt die Rotoramplitude bei der Drehzahl  $\Omega = 3\omega_W$  mit den Anfangsbedingungen des Backward Whirls aus der halbanalytischen Näherungslösung. Bei der Drehzahl  $\Omega = 2.6\omega_W$  bricht der Backward Whirl zusammen. Im Drehzahlbereich  $1.4\omega_W < \Omega < 2.6\omega_W$  ist der Backward Whirl nicht stabil.

In Bild 4.74 sind die Drehzahlgrenzen bei konstanter Spaltweite zwischen einem stabilen und einem instabilen Backward Whirl aufgetragen.

Mit zunehmender Spaltweite vergrößern sich die beiden Drehzahlbereiche mit stabilem Backward Whirl. Hat sich ein Backward Whirl eingestellt, so kann er durch eine Spaltverkleinerung destabilisiert und beseitigt werden. In praktisch allen Fällen stellt sich dann die ungefährliche drehsynchrone Bewegung ein.



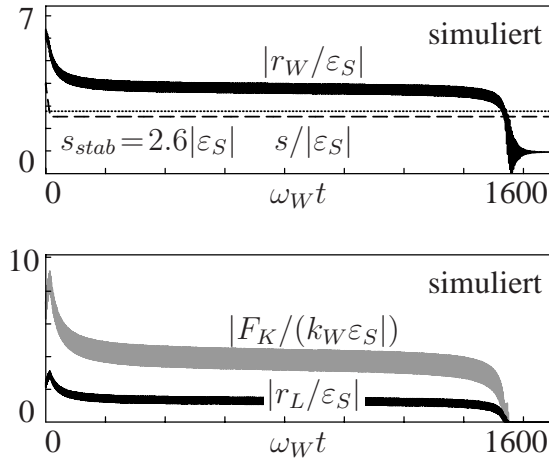
**Bild 4.73:** Rotoramplitude beim Hoch- und Runterlauf.



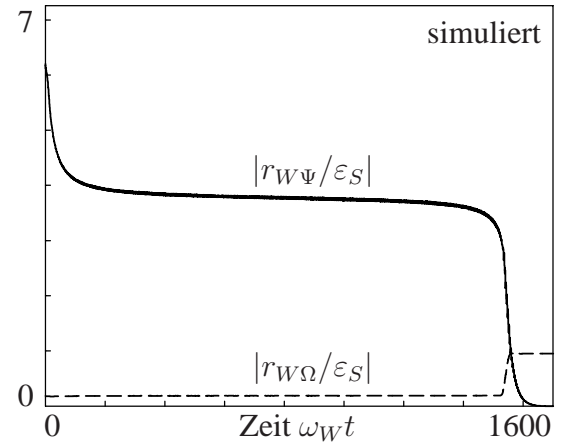
**Bild 4.74:** Drehzahlgrenzen zwischen einem stabilen und einem instabilen Backward Whirl.

### 4.2.1 Verkleinerung der Spaltweite

In den Bildern 4.75 und 4.76 wird bei einer konstanten Drehzahl von  $\Omega = 0.7\omega_W$  der Spalt schnell von  $s(t=0) = 4|\varepsilon_S|$  auf  $s(t=14.8/\omega_w) = 2.5|\varepsilon_S|$  mit einer Spaltänderungsgeschwindigkeit  $\dot{s} = -0.1|\varepsilon_S|\omega_W$  unter die Stabilitätsgrenzspaltweite, die den stabilen und instabilen Bereich des Backward Whirl voneinander trennt (Bild 4.74), gebracht. Fällt die asynchrone Frequenzkomponente  $\hat{r}_{W\Psi}$  auf null, wie rechts in Bild 4.76, so ist kein Backward Whirl mehr vorhanden. Bild 4.75 zeigt dabei die Rotoramplitude, die Spaltweite, die Grenzspaltweite, die Fanglageramplitude und den Kontaktkraftverlauf. Bild 4.76 zeigt die einzelnen Bewegungskomponenten der Rotoramplitude.



**Bild 4.75:** Rotoramplitude, Spaltweite, Fanglageramplitude und Kontaktkraft bei Verringerung der Spaltweite.

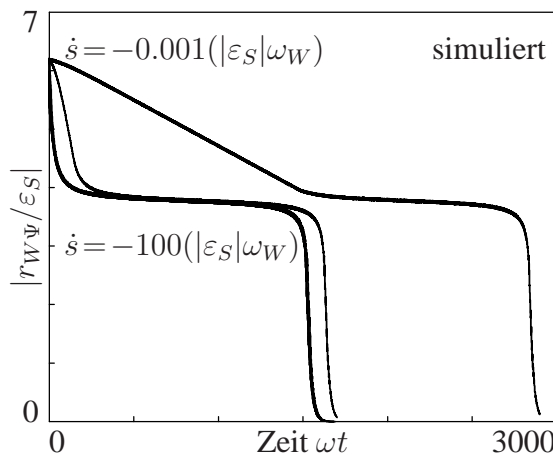


**Bild 4.76:** Bewegungskomponenten der Rotoramplitude bei Verringerung der Spaltweite.

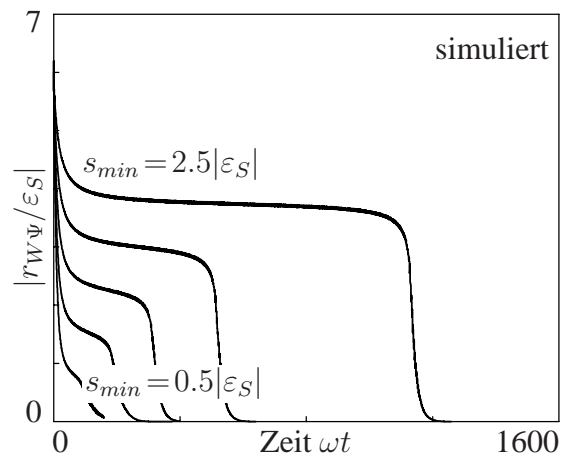
Bild 4.76 zeigt weiterhin, dass die Spaltverstellung (ganz links in den Bildern) lediglich die asynchrone Frequenzkomponente  $\hat{r}_{W\Psi}$  beeinflusst und der Backward Whirl sich nicht sofort bei Erreichen der Stabilitätsgrenzsplattweite destabilisiert.

Die Kontaktkraft in Bild 4.75 liegt vor Beginn der Spaltverstellung bei  $|F_K| = 6.9k_W|\varepsilon_S|$ . Sie steigt während der Spaltverstellung auf  $|F_K| = 9.2k_W|\varepsilon_S|$  und fällt nach Ende der Spaltverstellung exponentiell ab. Bei  $t = 1500/\omega_W$  bricht die Kontaktkraft endlich zusammen, Rotor und Fanglager lösen sich voneinander.

Durch ein schnelleres Verkleinern des Spalts kann, wie an der asynchronen Frequenzkomponente  $\hat{r}_{W\Psi}$  in Bild 4.77 zu sehen ist, die Zeitspanne zwischen dem Ende der Spaltverstellung und dem Ablösen des Rotors vom Fanglager nicht beeinflusst werden. Lediglich das Verkleinern des Spalts auf einen niedrigeren Minimalwert  $s_{min}$  verkürzt sie (siehe Bild 4.78).



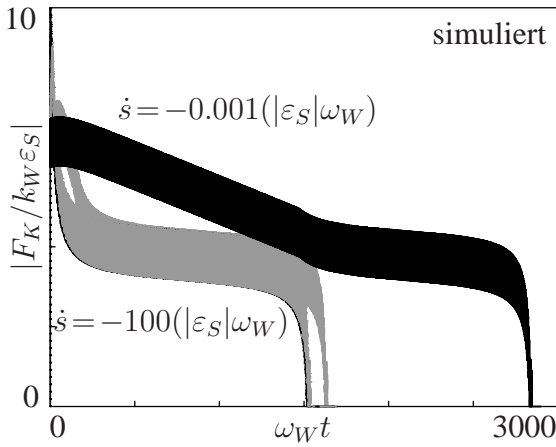
**Bild 4.77:** Asynchrone Frequenzkomponente des Rotors bei unterschiedlichen Spaltänderungsgeschwindigkeiten.



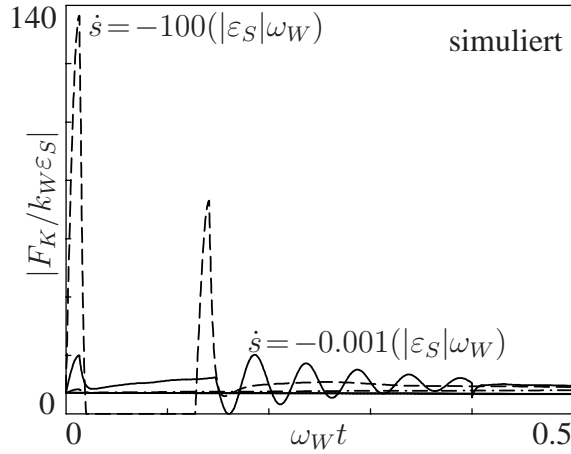
**Bild 4.78:** Asynchrone Frequenzkomponente des Rotors bei Verringerung auf unterschiedliche Endspaltmaße.

In Bild 4.79 ist der Kontaktkraftverlauf zu den Spaltänderungen von Bild 4.77 gezeigt. Die

Kraftachse ist bis  $|F_K| = 10k_W|\varepsilon_S|$  begrenzt, damit der globale Verlauf der Kontaktkraft erkennbar ist. Bild 4.80 zeigt einen kleineren Zeitausschnitt direkt nach Beginn der Spaltverstellung ohne Begrenzung der Kraftachse.



**Bild 4.79:** Kontaktkraft bei unterschiedlichen Spaltänderungsgeschwindigkeiten.

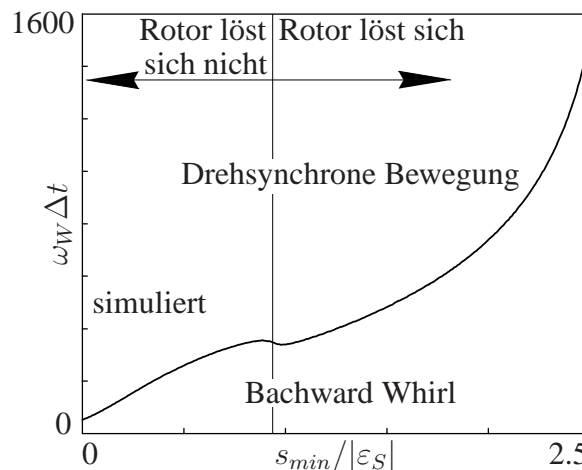


**Bild 4.80:** Vergrößerter Ausschnitt der Kontaktkraft bei unterschiedlichen Spaltänderungsgeschwindigkeiten.

Bild 4.79 zeigt, dass während der Spaltverstellung die Kontaktkraft stark sinkt. Nach Ende der Spaltverstellung sinkt sie weiter, allerdings langsamer als während der Spaltverstellung. Ab der Spaltänderungsgeschwindigkeit  $\dot{s} \leq -0.1|\varepsilon_S|\omega_W$  sind die Kraftverläufe praktisch identisch. Lediglich zu Beginn der Spaltverstellung sieht man in Bild 4.80, dass mit schnellerem Verkleinern des Spalts die Kontaktkraft größere Werte hat. Die Kontaktkraft bei der Spaltänderungsgeschwindigkeit  $\dot{s} \leq -100|\varepsilon_S|\omega_W$  zeigt, dass sich der Rotor zunächst kurzzeitig sogar vom Fanglager trennt. Es kommt zu großen Stößen zwischen Rotor und Fanglager. Eine dauerhafte Trennung wird nicht erreicht.

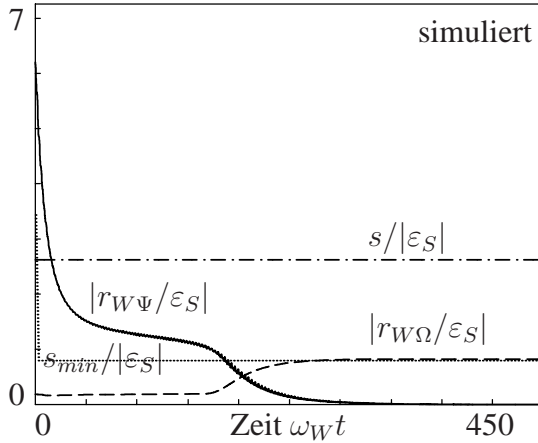
In Bild 4.81 ist die Zeitspanne von Beginn der Spaltverstellung bis zur endgültigen Destabilisierung des Backward Whirls in Abhängigkeit vom kleinsten Spalt  $s_{min}$  gezeigt.

Im Bereich  $0 < s_{min} < 0.95|\varepsilon_S|$  löst sich der Rotor nicht vom Fanglager, da bei der Drehzahl  $\Omega = 0.7\omega_W$  die Rotoramplitude ohne Kontakt bereits  $|\hat{r}_W| = 0.95|\varepsilon_S|$  erreicht. Wie das Bild 4.82 exemplarisch für den kleinsten Spalt  $s_{min} = 0.8|\varepsilon_S|$  zeigt, destabilisiert sich der Backward Whirl in diesem Bereich dennoch. Die asynchrone Frequenzkomponente  $\hat{r}_{W\Psi}$  fällt auf null, und die Kontaktkraft (Bild 4.83) schwingt auf den konstanten

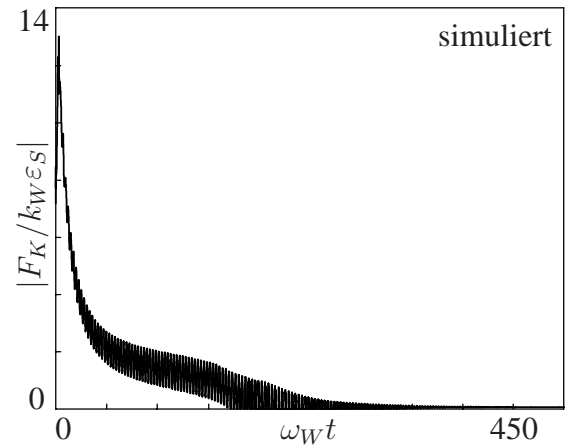


**Bild 4.81:** Zeitspanne zur endgültigen Destabilisierung des Backward Whirls in Abhängigkeit vom kleinsten Spalt  $s_{min}$ .

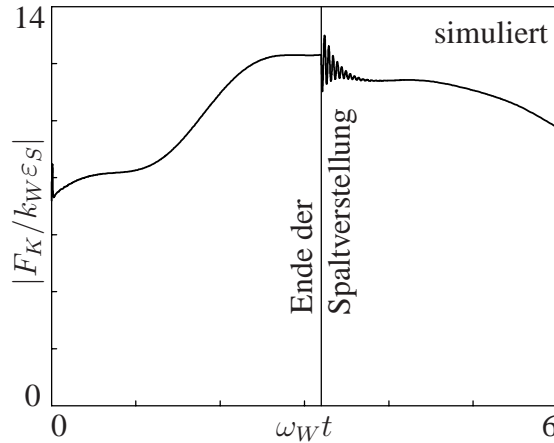
Wert  $|F_K| = 0.07k_W|\varepsilon_S|$  ein.



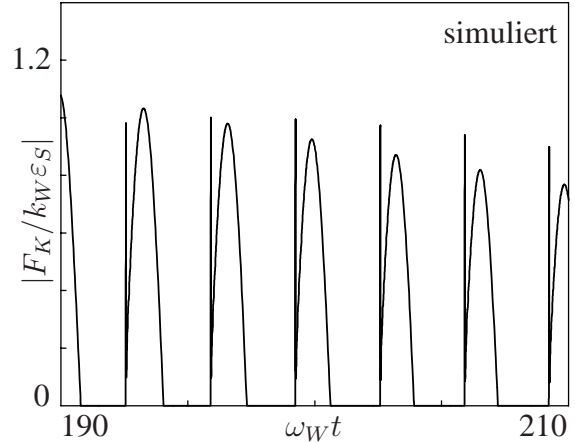
**Bild 4.82:** Drehsynchrone und asynchrone Frequenzkomponente bei kleinstem Spalt  $s_{min} = 0.8|\varepsilon_S|$ .



**Bild 4.83:** Kontaktkraftverlauf während der Verstellung auf  $s_{min} = 0.8|\varepsilon_S|$ .



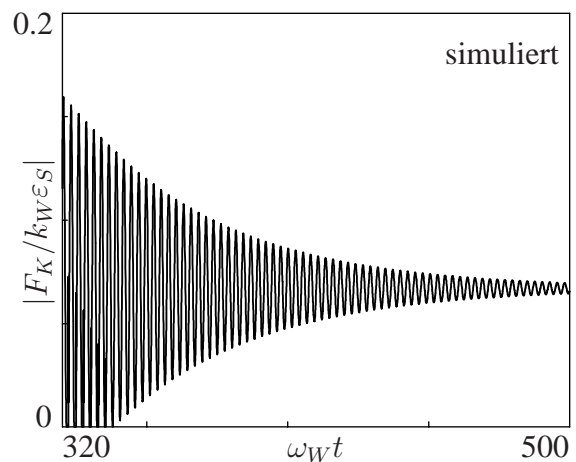
**Bild 4.84:** Kontaktkraft im Bereich  $0 \leq t \leq 6/\omega_W$ .



**Bild 4.85:** Kontaktkraft im Bereich  $190/\omega_W \leq t \leq 210/\omega_W$ .

In den Bildern 4.84 bis 4.86 ist der Kontaktkraftverlauf in den Zeitintervallen  $0 \leq t \leq 6/\omega_W$ ,  $190/\omega_W \leq t \leq 210/\omega_W$  und  $320/\omega_W \leq t \leq 500/\omega_W$  genauer dargestellt. Man beachte die unterschiedlichen Skalierungen der Kraftachsen.

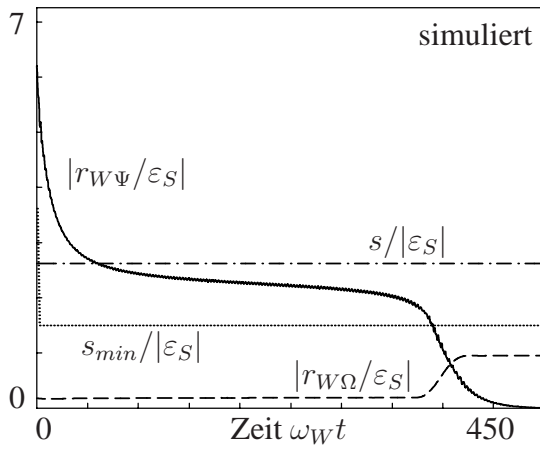
Im ersten Bereich (Bild 4.84) steigt die Kontaktkraft während der Spaltverstellung. Nach Ende der Spaltverstellung erkennt man einen Einschwingvorgang, wonach die Kontaktkraft wieder fällt. Der zweite Bereich (Bild 4.85) zeigt, dass sich Rotor und Fanglager immer wieder kurzzeitig voneinander lösen. Dieser Bereich ist



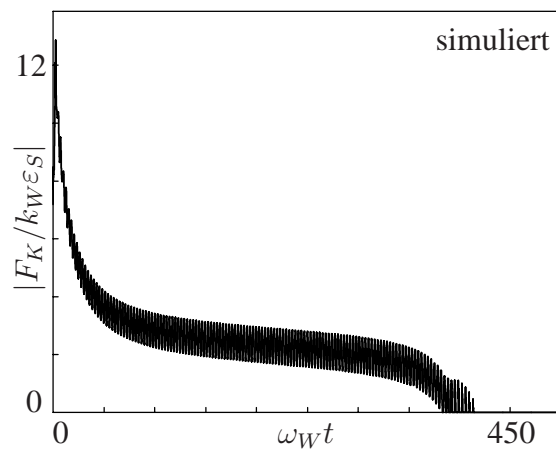
**Bild 4.86:** Kontaktkraft im Bereich  $320/\omega_W \leq t \leq 500/\omega_W$ .

durch Stöße zwischen Rotor und Fanglager geprägt. Im letzten Bereich (Bild 4.86) haben Rotor und Fanglager kontinuierlich Kontakt miteinander. Die Kontaktkraft schwingt sich auf den stationären Wert der Kontaktkraft bei drehsynchroner unwuchterzwungener Schwingung mit Kontakt ein.

Im oberen Bereich  $0.95|\varepsilon_S| < s_{min} < 2.5|\varepsilon_S|$  des kleinsten Spalts in Bild 4.81 steigt die Destabilisierungszeit des Backward Whirls mit zunehmendem kleinsten Spalt parabolisch an. Bild 4.87 zeigt exemplarisch für diesen Bereich den Verlauf der asynchrone Frequenzkomponente  $\hat{r}_{W\Psi}$  bei einer Spaltverstellung auf den kleinsten Spalt  $s_{min} = 1.5|\varepsilon_S|$ . Bild 4.88 zeigt den Verlauf der Kontaktkraft. Der Verlauf zeigt, dass sich Rotor und Fanglager nach der Zeit  $t = 420/\omega_W$  vollständig voneinander gelöst haben.

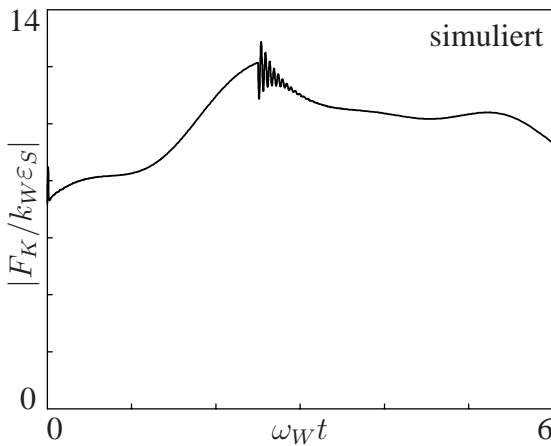


**Bild 4.87:** Drehsynchrone und asynchrone Frequenzkomponente bei kleinstem Spalt  $s_{min} = 1.5|\varepsilon_S|$ .

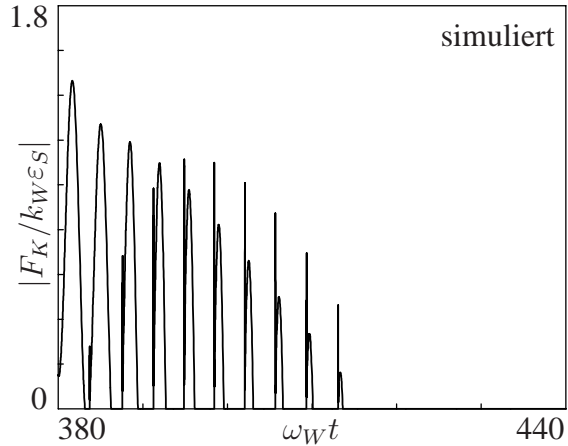


**Bild 4.88:** Kontaktkraft während der Verstellung auf  $s_{min} = 1,5|\varepsilon_S|$ .

Ausschnitte der Kontaktkraft zwischen  $0 \leq t \leq 6/\omega_W$  und zwischen  $380/\omega_W \leq t \leq 440/\omega_W$  sind in den Bildern 4.89 und 4.90 dargestellt.



**Bild 4.89:** Kontaktkraft im Bereich  $0 \leq t \leq 6/\omega_W$ .



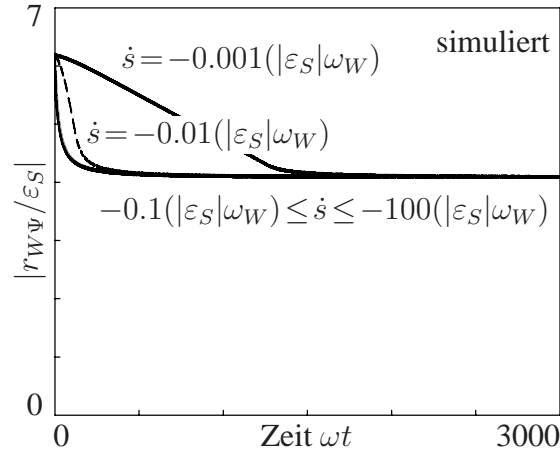
**Bild 4.90:** Kontaktkraft im Bereich  $380/\omega_W \leq t \leq 440/\omega_W$ .

Zu Beginn der Spaltverstellung ist der Verlauf der Kontaktkraft qualitativ der gleiche wie bei der Spaltverstellung auf den Minimalwert  $s_{min} = 0.8|\varepsilon_S|$  (Bild 4.84). Ein Übergangs-

bereich zwischen Backward Whirl und drehsynchroner unwuchterzwungener Schwingung, der geprägt ist durch Stöße zwischen Rotor und Fanglager, ist ebenfalls vorhanden (Bild 4.90). Allerdings fällt anschließend die Kontaktkraft auf null. Der Rotor schwingt kontaktfrei mit der drehsynchronen unwuchterzwungenen Amplitude.

Wird der Spalt nicht kleiner als die Stabilitätsgrenzsplattweite, so zeigt sich, dass unabhängig von der Spaltänderungsgeschwindigkeit der Backward Whirl nicht destabilisiert wird (siehe Bild 4.91).

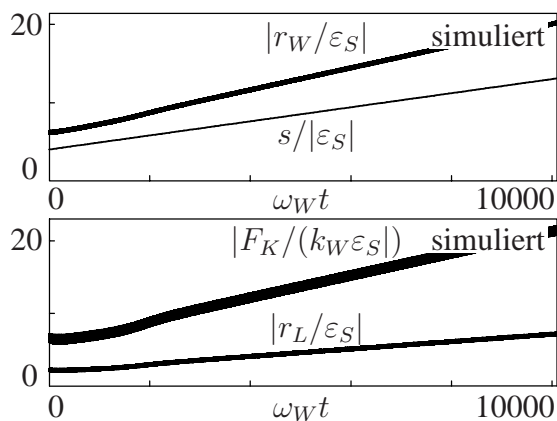
Da durch die Spaltänderungsgeschwindigkeit beim Verkleinern des Spalts die Destabilisierung des Backward Whirls nicht beeinflusst werden kann und mit zunehmender Spaltänderungsgeschwindigkeit die Kontaktkraft zunimmt und sogar große Stöße möglich sind, wie es Bild 4.80 zeigt, ist das Verkleinern des Spalts nur mit geringer Spaltänderungsgeschwindigkeit sinnvoll. Hat man allerdings die Möglichkeit, den Spalt zu verkleinern, so ist es besser, direkt mit der kleinstmöglichen Spaltweite zu beginnen, um den Drehzahlbereich des stabilen Backward Whirls so gering wie möglich zu halten.



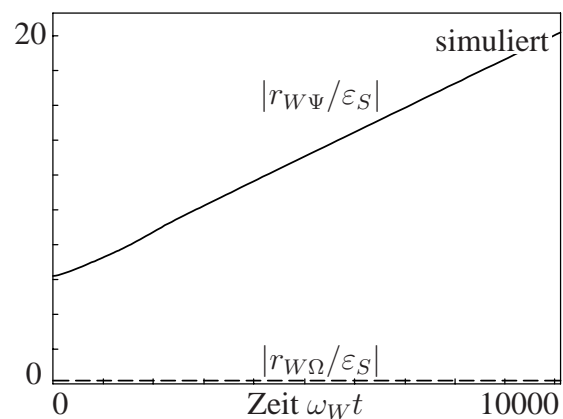
**Bild 4.91:** Asynchrone Frequenzkomponenten beim Verkleinern des Spalts auf einen Minimalwert oberhalb der Stabilitätsgrenzsplattweite.

## 4.2.2 Vergrößerung der Spaltweite

Eine quasistatische Vergrößerung des Spalts führt die Rotoramplitude immer weiter in den stabilen Bereich des Backward Whirls. Eine Destabilisierung mit sehr kleinen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten ist damit nicht möglich, wie Bild 4.92 zeigt.



**Bild 4.92:** Rotoramplitude, Spaltweite, Fanglageramplitude und Kontaktkraftverlauf bei Vergrößerung der Spaltweite.

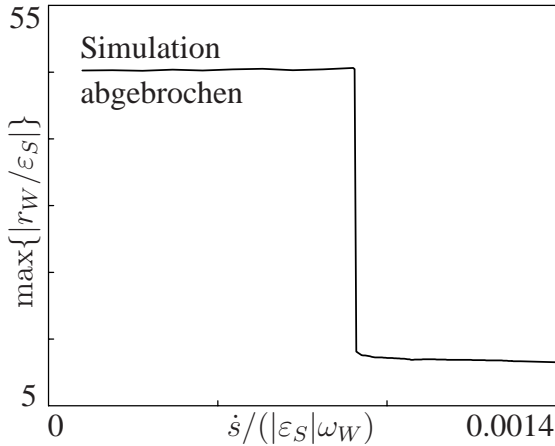


**Bild 4.93:** Komponenten der Rotoramplitude bei Vergrößerung der Spaltweite.

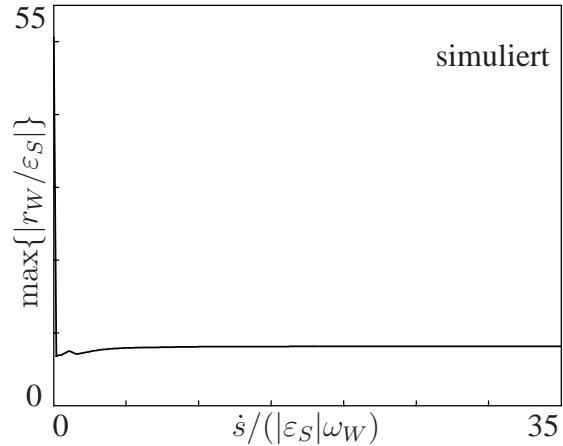


In Bild 4.93 erkennt man, dass die asynchrone Frequenzkomponente  $\hat{r}_{W\Psi}$  mit zunehmendem Spalt anwächst. Die drehsynchrone Komponente  $\hat{r}_{W\Omega}$  ändert sich nicht.

In den Bildern 4.94 und 4.95 ist der Maximalwert der Rotoramplitude  $\max\{|r_W(t)|\}$  über der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s}$  dargestellt, wobei ab einem Betrag der Rotoramplitude  $|r_W(t)| \geq 50|\varepsilon_S|$  die Simulation abgebrochen wurde. Bis zu dieser Größe hat sich der Backward Whirl nicht destabilisiert.



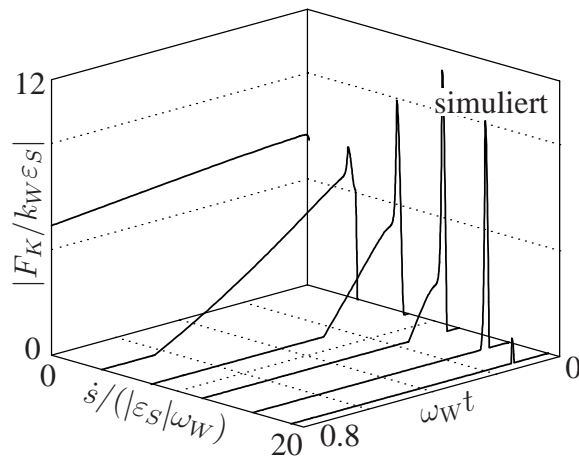
**Bild 4.94:** Ausschnitt der maximalen Rotoramplitude bei Vergrößerung des Spaltes.



**Bild 4.95:** Maximale Rotoramplitude bei Vergrößerung des Spaltes.

Man kann erkennen, dass die Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s} = 9.1 \cdot 10^{-4}|\varepsilon_S|\omega_W$  bereits ausreicht, um den Backward Whirl zu destabilisieren. Dieser Wert teilt den Maximalwert der instationären Rotoramplitude in zwei Bereiche. Im Bereich  $9.1 \cdot 10^{-4}|\varepsilon_S|\omega_W < \dot{s} < 19.2|\varepsilon_S|\omega_W$  der Spaltöffnungsgeschwindigkeit löst sich das Fanglager nicht sofort bei Beginn der Spaltverstellung vom Rotor, wie an den Kontaktkraftverläufen in Bild 4.96 zu erkennen ist.

Der Rotor erfährt in diesem Bereich während der Spaltverstellung Stöße, deren Dauer mit wachsender Spaltöffnungsgeschwindigkeit abnimmt. Die Maximalamplitude der Kontaktkraft nimmt mit wachsender Spaltöffnungsgeschwindigkeit erst zu, ab der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s} = 16|\varepsilon_S|\omega_W$  nimmt sie dann wieder ab. Ab der Spaltöffnungsgeschwindigkeit  $\dot{s} > 19.2|\varepsilon_S|\omega_W$  löst sich direkt zu Beginn der Spaltverstellung das Fanglager vom Rotor, und eine größere Spaltöffnungsgeschwindigkeit hat keinen weiteren Einfluss auf den Maximalwert der instationären Rotoramplitude in Bild 4.95.



**Bild 4.96:** Kontaktkraftverläufe bei Vergrößerung der Spaltweite.



## 4.3 Zusammenfassung

- **Verkleinern des Spalts bei Kontakt**

Ein Verkleinern des Spalts ergibt für die drehsynchrone unwuchterzwungene Schwingung keinen Sinn, da der Rotor bereits den Fanglagerspalt erreicht hat und ein kleinerer Spalt daran nichts ändern würde.

Eine Destabilisierung des Backward Whirls wird beim Verkleinern des Spalts nur erreicht, wenn die Grenzspaltweite zwischen stabilem und instabilem Backward Whirl unterschritten wird. Das ist unabhängig von der Spaltänderungsgeschwindigkeit. Ist es möglich, den Spalt kleiner als die Grenzspaltweite einzustellen, sollte von Beginn an diese Spaltweite gewählt werden.

- **Vergrößern des Spalts bei Kontakt**

Ein Vergrößern der Spaltweite kann sowohl den Backward Whirl destabilisieren als auch die drehsynchrone unwuchterzwungene Bewegung mit Kontakt in die ohne Kontakt überführen. Dabei zeigt sich bei beiden Bewegungsformen, dass es einen Bereich der Spaltöffnungsgeschwindigkeit gibt, in dem der Maximalwert der instationären Rotoramplitude durch Stöße kleiner ist als bei sehr großen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten. Allerdings ist der Unterschied zwischen dem kleinsten und dem größten Wert des Maximalwerts nur gering. Zudem kommt es in diesem Bereich zu Stößen zwischen Rotor und Fanglager, die die Lebensdauer des Rotor-Fanglager-Systems verringern.

Es zeigt sich zwar bei der drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude, dass ein schweres Fanglager zu geringeren Maximalwerten der instationären Rotoramplitude führt. Dies wird aber immer von großen Stößen begleitet. Die Ursache dafür ist, dass das Rotor-Fanglager-System mit schwerem Fanglager in einen instabilen Bereich der drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude mit Kontakt kommt.

Im Sinne einer einfachen Regelung oder Steuerung ist daher ein leichtes oder sehr leichtes Fanglager zu wählen. Der Anfangsspalt sollte so klein und die Spaltöffnungsgeschwindigkeit so groß wie möglich sein.

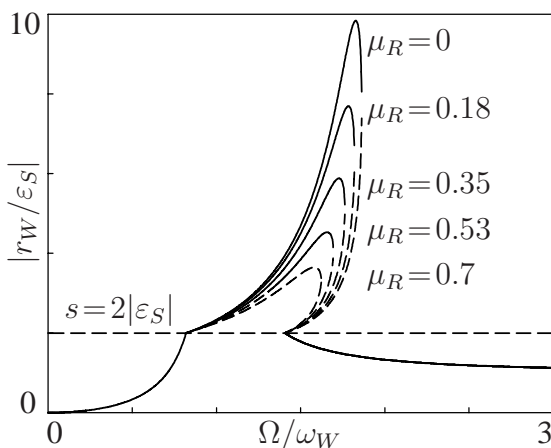
## Kapitel 5

# Dynamik bei Veränderung der Kontaktreibung

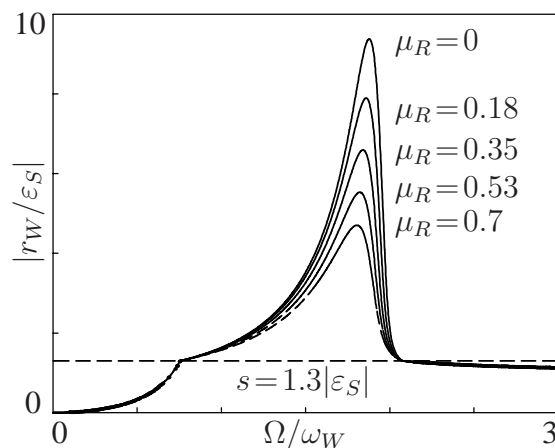
### 5.1 Konstanter Reibwert

Das Unterkapitel 5.1 ist eine kurze Zusammenfassung der Ergebnisse von [61] und [15].

Die Reibung der Kontaktflächen des Rotors und des Fanglagers reduziert die maximale Rotoramplitude der drehsynchronen Bewegung, wie es die Bilder 5.1 und 5.2 verdeutlichen. Mit zunehmender Reibung vergrößert sich aber der Instabilitätsbereich der drehsynchronen Bewegung. Verlässt das System im instabilen Bereich die drehsynchrone Bewegung, stellt sich eine andere, meist gefährliche Bewegungsform ein. Bei kleineren Drehzahlen verschwindet der drehfrequente Anteil fast völlig, was zu einer sehr kleinen Reibgeschwindigkeit führt. Es setzt ein Rollen des Rotors am Fanglager ein. Die Umlauffrequenz des kreisförmigen Orbits ist negativ.



**Bild 5.1:** Rotoramplitude der drehsynchronen Bewegung bei sehr leichtem Fanglager.



**Bild 5.2:** Rotoramplitude der drehsynchronen Bewegung bei leichtem Fanglager.

#### • Sehr leichtes Fanglager

Bild 5.1 zeigt die überhängende Amplitudenkurve des Rotors mit einem sehr leichten Fanglager. Mit zunehmender Reibung nehmen der Drehzahlbereich unter Kontakt und die maximale Rotoramplitude ab. Der Instabilitätsbereich der drehsynchronen Bewegung vergrößert sich mit zunehmender Reibung. Die Reibung darf daher nicht als stabilisierender Effekt gewertet werden. Bei kleinen Reibkoeffizient ist der obere Ast der drehsynchronen unwuchterzwungenen Bewegung im gesamten Drehzahlbereich stabil, sofern Rotor und Fanglager

hinreichend gedämpft sind. Ein ungedämpftes System ( $D_W = D_L = 0$ ) führt bei Reibkoeffizienten  $\mu_R \neq 0$  unweigerlich zur Instabilität. Der instabile Drehzahlbereich beginnt bei einem gedämpften System bei der ersten Fanglagerberührung (Hochlauf).

#### • Leichtes Fanglager

Bei einem Rotor mit leichtem Fanglager, wie es Bild 5.2 zeigt, nimmt mit zunehmender Reibung die maximale Rotoramplitude ebenfalls ab, und der Instabilitätsbereich der drehsynchronen Bewegung vergrößert sich. Im Gegensatz zum Rotor mit sehr leichtem Fanglager existiert beim Rotor mit leichtem Fanglager überkritisch aber eine stabile unwuchterzwungene Bewegung mit Kontakt. Bei großer Reibung wird diese Bewegung instabil.

#### • Schweres Fanglager

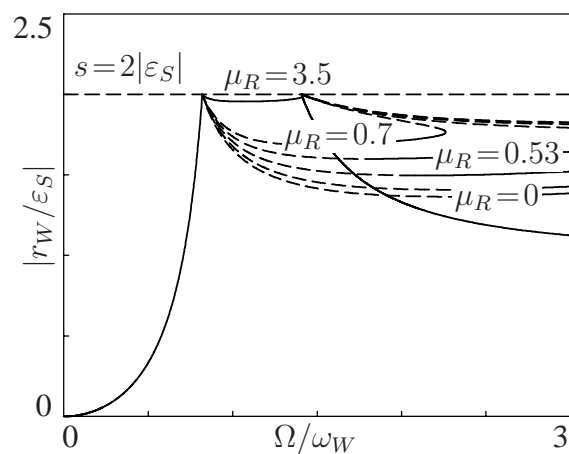
Bild 5.3 zeigt die Rotoramplitude eines Rotors mit schwerem Fanglager. Im Gegensatz zu den Rotoramplituden bei leichtem und bei sehr leichtem Fanglager überschreitet sie nicht die Spaltweite  $s$ . Bei Reibwerten  $\mu_R < 3.5$  hat sie im Drehzahlbereich  $\Omega_u \leq \Omega \leq \Omega_o$  stets einen instabilen Bereich. Es existieren auch im Drehzahlbereich  $\Omega > \Omega_o$  drehsynchrone unwuchterzwungene Bewegungen mit Kontakt.

Durch Vergrößerung der Reibung reduziert sich der Drehzahlbereich unter Kontakt, und der instabile Drehzahlbereich verkleinert sich. Erst ab einem Reibwert  $\mu_R > 3.5$  ist der gesamte Drehzahlbereich unter Kontakt stabil. Bei diesem hohen Reibwert wird allerdings eine hohe Wärmeenergie frei, die das Gesamtsystem zusätzlich belastet und damit die Lebensdauer des Gesamtsystems verringert.

Zusammenfassend zeigen die Untersuchungen von [61] und [15], dass ein konstanter Reibwert meist kontraproduktiv zur Stabilisierung des Rotor-Fanglager-System beiträgt. Der Vorteil, dass sich bei leichtem und sehr leichtem Fanglager die maximale Rotoramplitude mit Vergrößerung der Reibung verringert, kann nicht ausgenutzt werden, da man eine Destabilisierung der drehsynchronen unwuchterzwungenen Bewegung des Rotors vermeiden muss.

## 5.2 Reibsprung

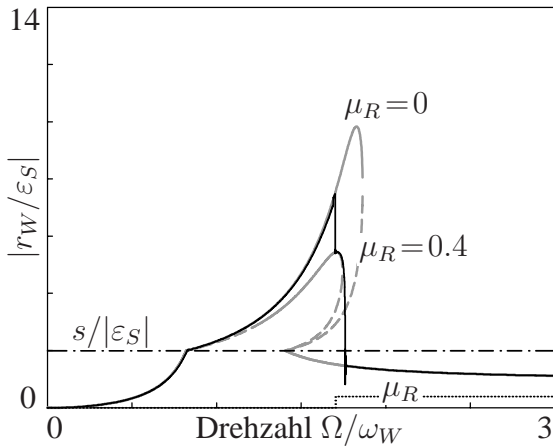
In diesem Kapitel wird die Dynamik bei Veränderung der Kontaktreibung untersucht, um eine Aussage darüber treffen zu können, ob man Resonanzdurchfahrten vermeiden kann.



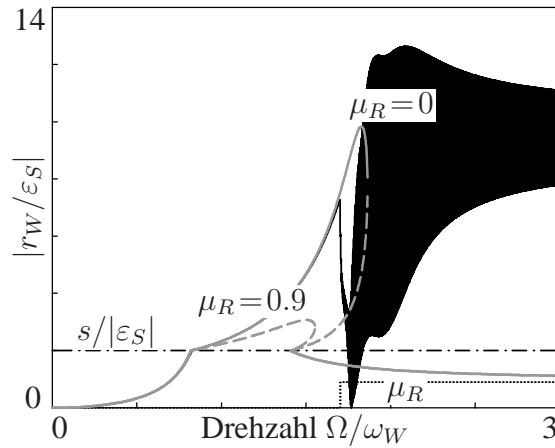
**Bild 5.3:** Rotoramplitude der drehsynchronen Bewegung bei schwerem Fanglager.

Ziel ist es herauszufinden, ob dazu die Kontaktreibung ein geeigneter Parameter ist und welche Schwierigkeiten sich dabei ergeben.

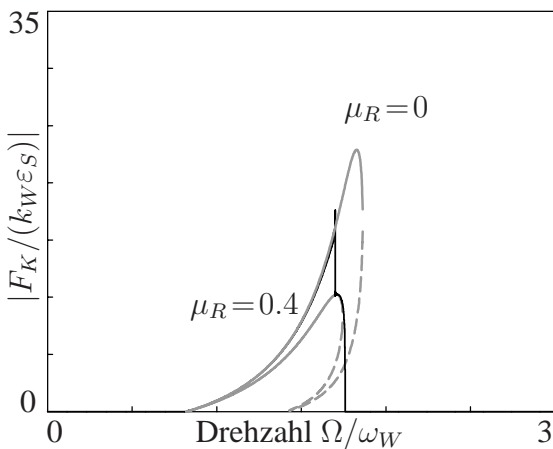
Die Bilder 5.4 und 5.5 zeigen zunächst die analytisch berechneten Verläufe der drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude.



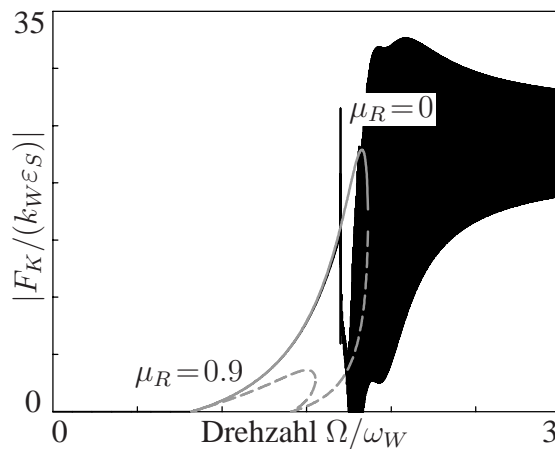
**Bild 5.4:** Drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplituden bei  $\mu_R = 0$ ,  $\mu_R = 0.4$  und bei Reibsprung von  $\mu_R = 0$  auf  $\mu_R = 0.4$ .



**Bild 5.5:** Drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplituden bei  $\mu_R = 0$ ,  $\mu_R = 0.9$  und bei Reibsprung von  $\mu_R = 0$  auf  $\mu_R = 0.9$ .



**Bild 5.6:** Kontaktkraft bei  $\mu_R = 0$ ,  $\mu_R = 0.4$  und bei Reibsprung von  $\mu_R = 0$  auf  $\mu_R = 0.4$ .



**Bild 5.7:** Kontaktkraft bei  $\mu_R = 0$ ,  $\mu_R = 0.9$  und bei Reibsprung von  $\mu_R = 0$  auf  $\mu_R = 0.9$ .

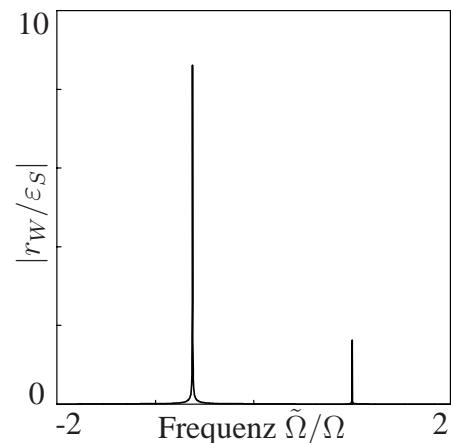
Die Bilder 5.6 und 5.7 zeigen die dazugehörigen Kontaktkräfte. Neben den analytisch berechneten Kurven sind in den Bildern 5.4 bis 5.7 die numerischen Ergebnisse bei quasistationärem Hochlauf und einer sprunghaften Vergrößerung des Reibkoeffizienten dargestellt. Im Bild 5.4 ist die drehsynchrone unwuchterzwungene Rotoramplitude bei einem Reibwert von  $\mu_R = 0.4$  und im Bild 5.5 von  $\mu_R = 0.9$  eingetragen. In den Bildern 5.5 und 5.7 sind die gleichen Verläufe bei einem Reibsprung von  $\mu_R = 0.9$  dargestellt. Für die Simulation ist bis zur Drehzahl  $\Omega = 1.7\omega_W$  der Reibwert zwischen Rotor und Fanglager  $\mu_R = 0$ . Ab der Drehzahl  $\Omega = 1.7\omega_W$  wird er in den Bildern 5.4 und 5.6 auf  $\mu_R = 0.4$  und in den Bildern 5.5 und 5.7 auf  $\mu_R = 0.9$  gesetzt. Die jeweiligen Verläufe des Reibsprungs sind ebenfalls

ingezeichnet (5.4 und 5.5).

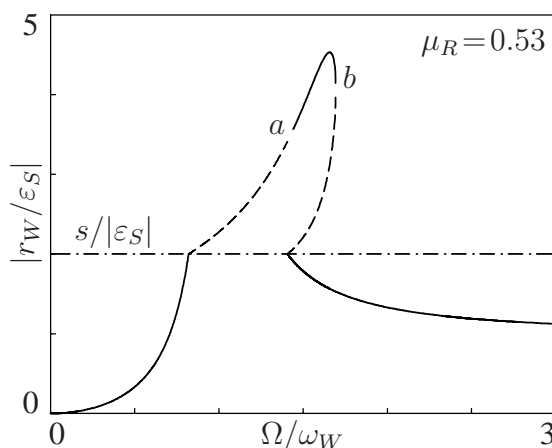
Beide Beispiele zeigen, dass die Rotoramplitude beim Reibsprung das Niveau der dreh-synchronen Lösung ohne Reibung verlässt. Bei einem Reibwert von  $\mu_R = 0.4$  ist die dreh-synchrone Bewegung unter Kontakt stabil, auf welche die Bewegung fällt. Die maximale instationäre Rotoramplitude ist dadurch um  $2.6|\varepsilon_S|$  kleiner als die stationäre Rotoramplitude ohne Reibung. Die dreh-synchrone Bewegung wird im gesamten Drehzahlbereich nicht instabil.

Bei hoher Reibung ( $\mu_R = 0.9$ ) ist die dreh-synchrone Bewegung unter Kontakt an der Schaltdrehzahl  $\Omega = 1.7\omega_W$  instabil. Rotor und Fanglager schwingen in eine andere Bewegungsform ein, deren maximale Rotoramplitude größer ist als die stationäre Rotoramplitude bei glattem Fanglager. Eine Fourieranalyse bei der Drehzahl  $\Omega = 3\omega_W$  (siehe Bild 5.8) zeigt, dass es sich dabei um einen Backward Whirl handelt.

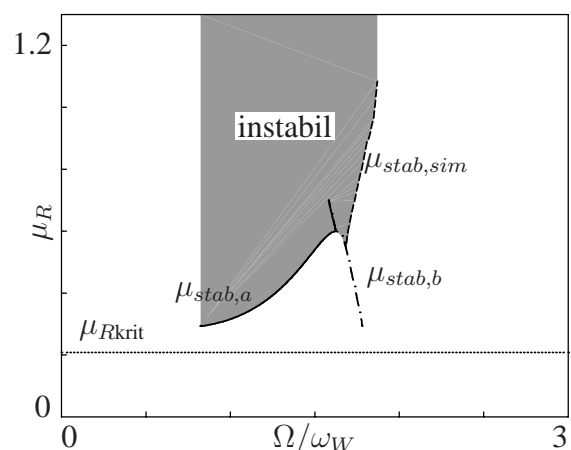
Die Veränderung des Reibwerts kann somit zu einer Amplitudenverkleinerung genutzt werden. Mit geringem Reibwert bleibt die dreh-synchrone Bewegung stabil. Ist allerdings der Reibwert zu groß (siehe Bild 5.5), besteht die Gefahr, dass Rotor und Fanglager in eine andere nichtsynchrone gefährliche Bewegungsform einschwingen.



**Bild 5.8:** Frequenzspektrum bei der Drehzahl  $\Omega = 3\omega_W$  nach einem Reibsprung auf  $\mu_R = 0.9$ .



**Bild 5.9:** Beginn (a) und Ende (b) der stabilen Lösung der Rotoramplitude.



**Bild 5.10:** Grenze des Reibkoeffizienten zwischen stabiler und instabiler dreh-synchroner unwuchterzwungener Schwingung.

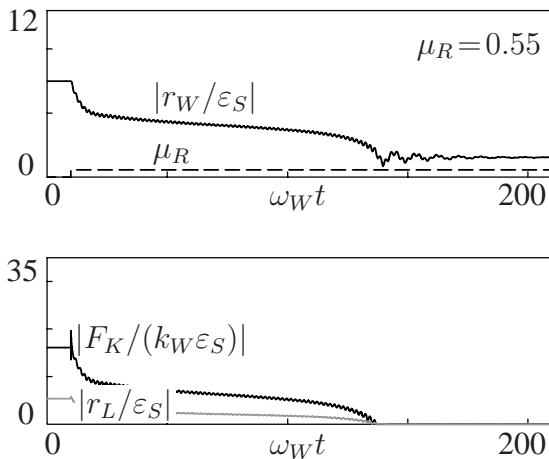
In Bild 5.10 ist die Stabilitätsgrenze zwischen einer stabilen und instabilen dreh-synchronen unwuchterzwungenen Schwingung eingezeichnet. Zusätzlich ist im Bild 5.10 der Grenzwert des Reibkoeffizienten  $\mu_{Rkrit}$  nach [15] dargestellt, ab welchem der Backward Whirl möglich ist. Für den Verlauf  $\mu_{stab,a}$  und  $\mu_{stab,b}$  in Bild 5.10 werden aus der analytisch

berechneten drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude bei einem konstanten Reibwert  $\mu_R$  die Drehzahlen am Beginn und am Ende der stabilen Lösung (Punkt a und b im Bild 5.9) ermittelt, und für den jeweiligen Reibkoeffizienten in Bild 5.10 eingetragen. Bild 5.9 zeigt dies exemplarisch für den Reibkoeffizienten  $\mu_R = 0.53$ .

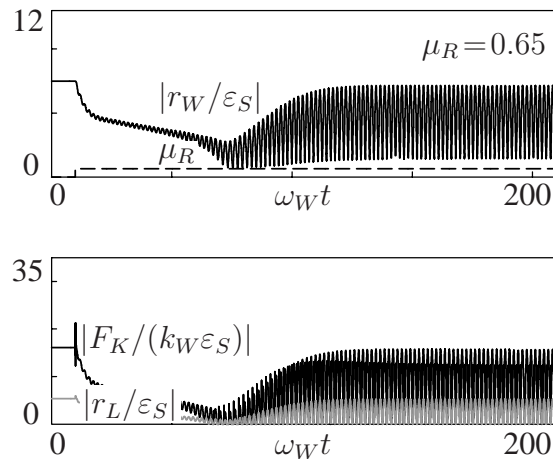
Der Verlauf  $\mu_{stab,a}$  beginnt bei der Drehzahl  $\Omega = \Omega_u$  und einem Reibkoeffizienten  $\mu_R = 0.3$ . Der Verlauf  $\mu_{stab,b}$  endet bei der Drehzahl  $\Omega \approx \omega_{WL}$  und dem selben Reibkoeffizienten. Für die Spaltweite  $s = 2|\varepsilon_S|$  hat der Rotor außerhalb des Drehzahlbereichs  $\Omega_u \leq \Omega \leq \omega_{WL}$  keinen Kontakt mit dem Fanglager. Die Verläufe  $\mu_{stab,a}$  und  $\mu_{stab,b}$  treffen sich bei  $\Omega = 1.6\omega_W$  und einem Reibwert  $\mu_R = 0.6$ . Ab diesem Reibwert ist die gesamte drehsynchrone unwuchterzwungene Bewegung instabil.

Bild 5.5 zeigt allerdings, dass die Grenze  $\mu_{stab,b}$  nichts darüber aussagt, ob sich Rotor und Fanglager voneinander trennen. Hierfür ist in Bild 5.10 die iterativ ermittelte Stabilitätsgrenze aus den numerischen Simulationen  $\mu_{stab,sim}$  eingetragen.

Die Bilder 5.11 und 5.12 zeigen, wie die Stabilitätsgrenze  $\mu_{stab,sim}$  ermittelt wird:



**Bild 5.11:** Verläufe für Rotor, Fanglager, Kontaktkraft und Reibkoeffizient.



**Bild 5.12:** Verläufe für Rotor, Fanglager, Kontaktkraft und Reibkoeffizient.

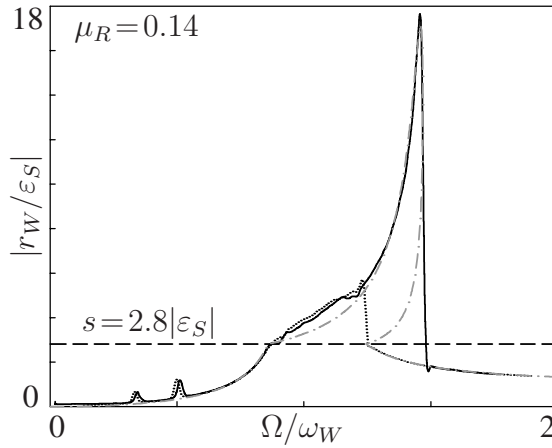
Die Drehzahl ist konstant. Rotor und Fanglager haben im eingeschwungenen Zustand Kontakt. In Bild 5.11 springt der Reibkoeffizient bei  $t = 10/\omega_W$  von null auf  $\mu_R = 0.55$  und in Bild 5.12 von null auf  $\mu_R = 0.65$ . Bild 5.11 zeigt, dass die Kontaktkraft einbricht und bei  $t = 137/\omega_W$  auf null fällt. Rotor und Fanglager haben sich voneinander gelöst. In Bild 5.12 bricht die Kontaktkraft nach dem Reibsprung ebenfalls ein, fällt allerdings nicht auf null. Rotor und Fanglager lösen sich nicht voneinander, sondern schwingen in eine andere Bewegungsform ein. Die Kontaktkraft dient bei der Simulation als Bewertungsgröße. Der Reibsprung wird in einer weiteren Simulation vergrößert, wenn die Kontaktkraft auf null gefallen ist. Sie wird verkleinert, wenn sie nicht auf null gefallen ist. Das Ende der Simulationen wird erreicht, wenn der Reibkoeffizient sich nur noch in der dritten Nachkommastelle ändert.

Der auf diese Weise gewonnene Verlauf  $\mu_{stab,sim}$  in Bild 5.10 zeigt, dass ein größerer Reib-

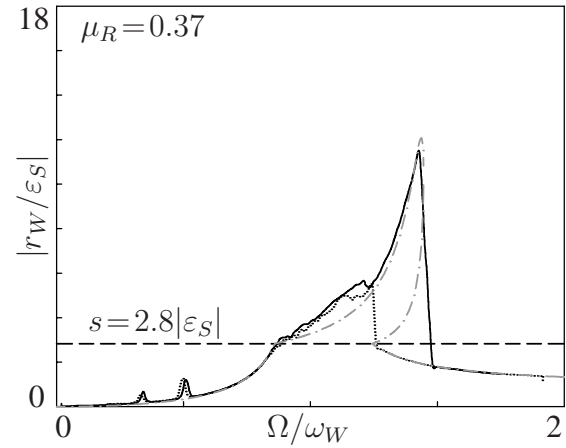
koeffizient zum dauerhaften Ablösen des Rotors vom Fanglager führt als es der Verlauf  $\mu_{stab,b}$  andeutet.

### • Experimentelle Ergebnisse

Die Bilder 5.13 und 5.14 zeigen die experimentell ermittelten Amplitudenkurven des Rotors bei quasistationärem Hochlauf und Runterlauf. Dazu sind die analytisch berechneten Amplitudenkurven des Rotors mit eingezeichnet.

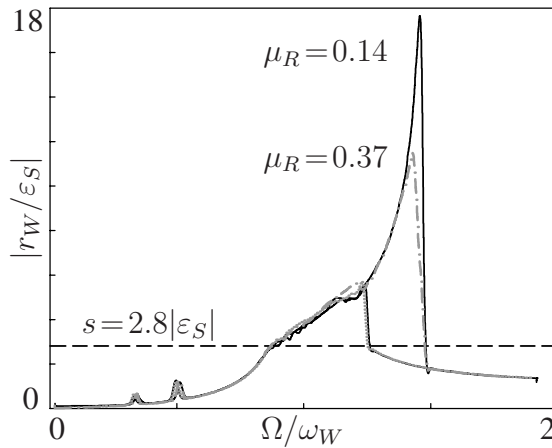


**Bild 5.13:** Experimentell ermittelte Amplitudenkurven des Rotors und analytisch angepasste Rotoramplitudenkurve.

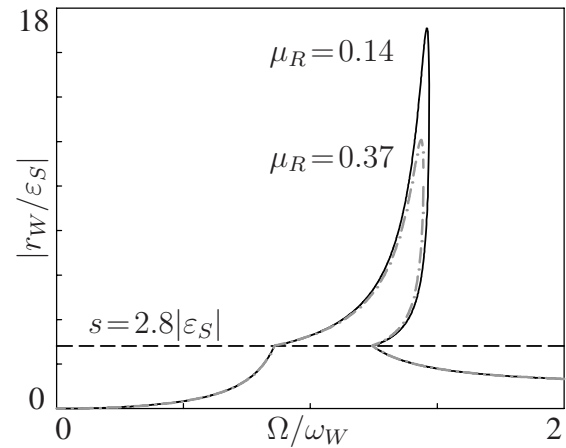


**Bild 5.14:** Experimentell ermittelte Amplitudenkurven des Rotors und analytisch angepasste Rotoramplitudenkurve.

Zum Vergleich sind in Bild 5.15 die experimentellen und in Bild 5.16 die analytischen Ergebnisse über die Drehzahl dargestellt.



**Bild 5.15:** Vergleich der experimentellen Verläufe.



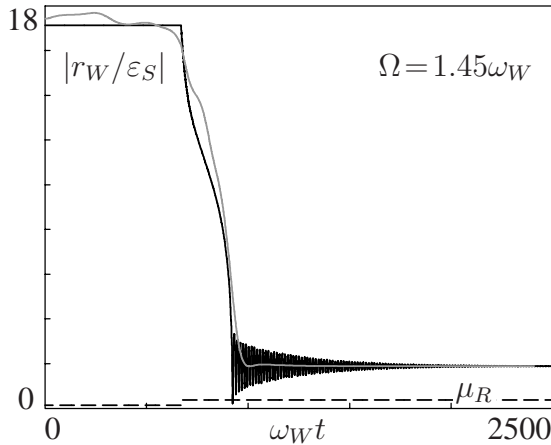
**Bild 5.16:** Vergleich der analytischen Verläufe.

In Bild 5.13 ist die Reibung zwischen Rotor und Fanglager  $\mu_R = 0.14$  (Fanglager: Anlaufring aus Stahl mit glatter Oberfläche, Rotor: Anlaufring aus Messing), in Bild 5.14  $\mu_R = 0.37$  (Fanglager: Anlaufring aus Aluminium mit rauher Oberfläche, Rotor: Anlaufring aus Messing). Alle anderen Rotor- und Fanglagerparameter sind in beiden Versuchen gleich. Sie haben die Werte  $m_L = 0.7m_W$ ,  $k_L = 2.9k_W$ ,  $D_W = 0.003$ ,  $D_L = 0.04$  und  $s = 2.8|\varepsilon_S|$ .

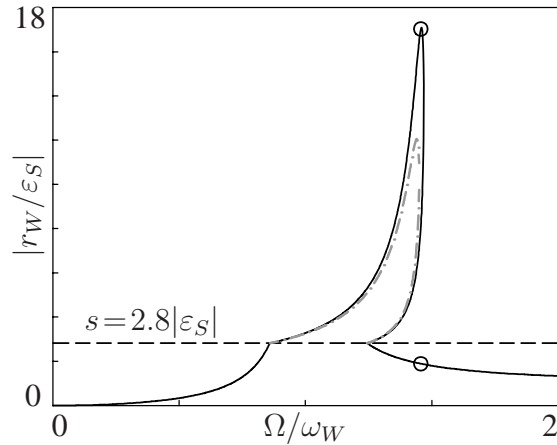
Nach der Anpassung der Rotor- und Fanglagerparameter der Simulation an den Versuchs-



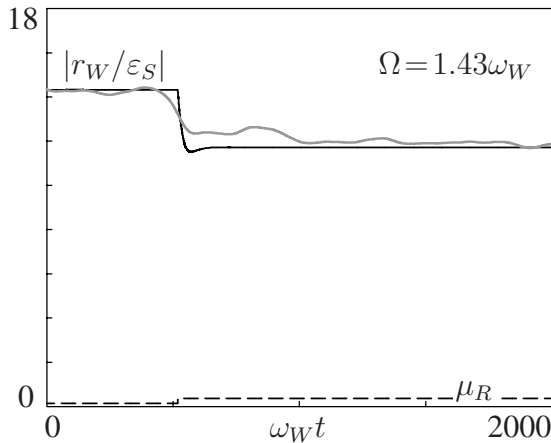
stand wird im zweiten Schritt der Rotor mit einer konstanten Drehzahl gefahren, während der Reibkoeffizient, wie in Kapitel 3.3.2 (unter Abschnitt "Fanglager") beschrieben, verstellt wird. In Bild 5.17 dreht der Rotor mit der konstanten Drehzahl  $\Omega = 1.45\omega_W$  und in Bild 5.19 mit  $\Omega = 1.43\omega_W$ . Der Reibsprung erfolgt jeweils von  $\mu_R = 0.14$  auf  $\mu_R = 0.37$ . Die Bilder 5.17 und 5.19 zeigen die experimentell ermittelte Rotoramplitude, die Rotoramplitude aus der Simulation und den Verlauf der Reibverstellung. In den Bilder 5.18 und 5.20 sind die dazugehörigen Punkte auf der Amplitudenkurve des Rotors eingetragen.



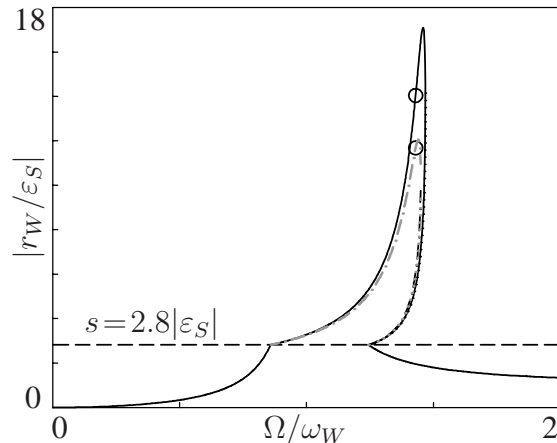
**Bild 5.17:** Simulierte und gemessene Rotoramplitude bei einer Reibverstellung.



**Bild 5.18:** Werte der Rotoramplitude bei Drehzahl  $\Omega = 1.45\omega_W$ .



**Bild 5.19:** Simulierte und gemessene Rotoramplitude bei einer Reibverstellung.



**Bild 5.20:** Werte der Rotoramplitude bei Drehzahl  $\Omega = 1.43\omega_W$ .

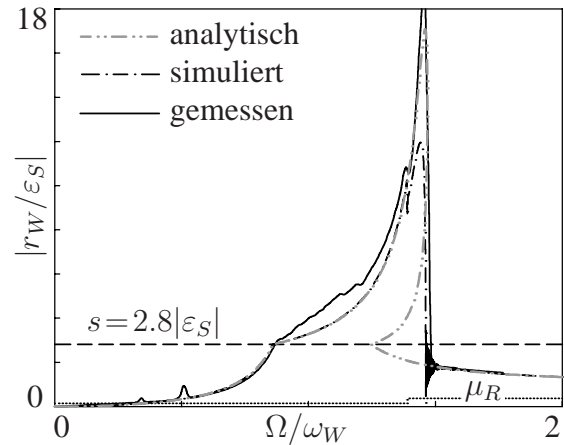
Bei konstanter Drehzahl zeigen die experimentellen Ergebnisse eine gute Übereinstimmung mit der Simulation. Bei der Schaltdrehzahl  $\Omega = 1.45\omega_W$  kann sich der Rotor vom Fanglager lösen und fällt auf die drehsynchrone Bewegung ohne Kontakt. Bei der etwas geringeren Schaltdrehzahl  $\Omega = 1.43\omega_W$  lösen sich Rotor und Fanglager nicht voneinander. Die Rotoramplitude wird allerdings durch die Reibverstellung verringert.

Bei den Versuchen zeigt sich allerdings, dass der Reibkoeffizient ein schwer zu regelnder Parameter ist. In Bild 5.21 ist die gemessene Rotoramplitudenkurve während eines quasi-stationären Hochlaufs dargestellt. Die simulierte und die analytisch berechnete Rotorampli-



tudenkurve sind für den konstanten Reibwert  $\mu_R = 0.14$  dargestellt.

Der experimentell ermittelte Verlauf zeigt eine deutliche Abweichung zur numerischen Simulation. Zudem überschreitet er die Amplitudenkurve bei konstantem Reibwert, obwohl er ab der Drehzahl  $\Omega = 1.4\omega_W$  von  $\mu_R = 0.14$  auf  $\mu_R = 0.37$  vergrößert wird. Diese Differenz kommt daher, dass der Messingauflaufring des Rotors bei quasistationärem Hochlauf zu lange Kontakt mit der rauhen Oberfläche des Fanglageranlaufs hat. Das Messing des Rotoranlaufs setzt sich an den Fanglageranlauf. Dadurch ändert sich der Reibkoeffizient. Mit unterschiedlicher Rauigkeit des Fanglageranlaufs ist keine Verbesserung zu erreichen. Der Wechsel auf einen Rotoranlauf aus Stahl führt beim ersten Hochlauf zu großen Schlägen des Rotors auf das Fanglager, wobei der Fanglageranlauf beschädigt wird. Aus den genannten Gründen konnte daher das simulierte Verhalten im Experiment nicht nachgefahren werden.



**Bild 5.21:** Rotoramplitude während eines quasistationären Hochlaufs bei konstantem Reibwert  $\mu_R = 0.14$ .

### 5.2.1 Destabilisierung des Backward Whirls durch den Reibsprung

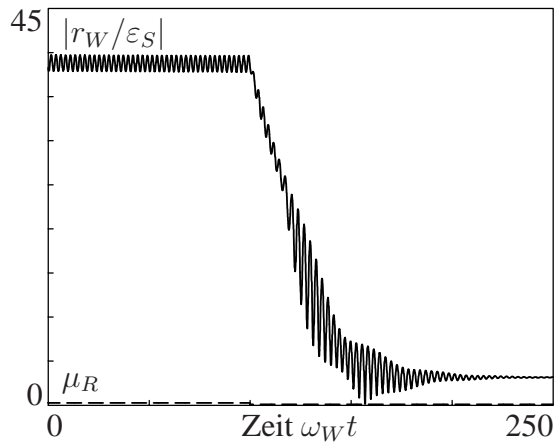
In diesem Kapitel wird die Destabilisierung des Backward Whirls durch einen Reibsprung untersucht.

Wie schon in Kapitel 4.2 beschrieben, kann erst oberhalb eines Grenzwertes des Reibwerts  $\mu_{Rkrit}$  ein Backward Whirl auftreten. Die Untersuchung wird daher auf eine Verringerung des Reibwerts eingeschränkt.

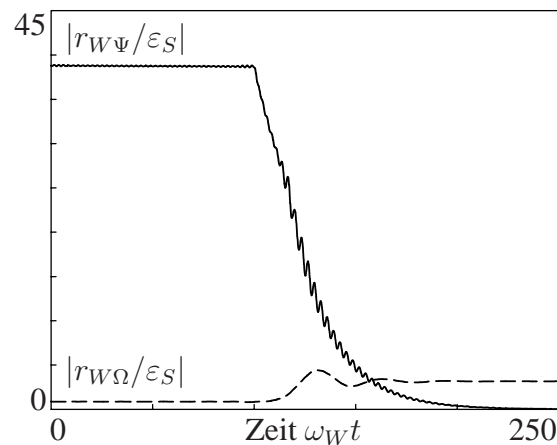
Bild 5.22 zeigt den Reibsprung. Er findet bei  $t = 100/\omega_W$  von  $\mu_R = 0.25$  auf  $\mu_R = 0.1$  statt. Die Drehzahl des Rotors ist konstant und beträgt  $\Omega = 1.2\omega_W$ . Im selben Bild ist neben dem Verlauf des Reibwerts die Rotoramplitude abgebildet. Bild 5.23 zeigt die Bewegungskomponenten  $|r_{W\Psi}/\varepsilon_S|$  und  $|r_{W\Omega}/\varepsilon_S|$  der Rotoramplitude.

Der Backward Whirl ist bis zur Verstellung der Reibung stabil. Nach der Verstellung fällt die asynchrone Frequenzkomponente  $|r_{W\Psi}|$  auf null und die Rotorbewegung schwingt sich auf die drehsynchrone Frequenzkomponente  $|r_{W\Omega}|$  ein.

Die Simulation zeigt, dass mit einer Verringerung der Reibwerts unterhalb des Grenzwertes  $\mu_{Rkrit}$  der Backward Whirl destabilisiert werden kann.



**Bild 5.22:** Simulierte Rotoramplitude und Reibkoeffizient bei Verringerung der Reibung.



**Bild 5.23:** Bewegungskomponenten der Rotoramplitude bei Verringerung der Reibung.

### 5.3 Zusammenfassung

Eine Reibverstellung bietet die Möglichkeit, mit geringem Reibwert einen instabilen Drehzahlbereich bei der ersten Fanglagerberührung (Hochlauf) zu vermeiden. Gleichzeitig ist es möglich, den überhängenden Amplitudenast bei sehr leichten Fanglager-Systemen durch Vergrößerung des Reibwerts zu verkleinern. Dadurch trennt sich der Rotor bei niedrigeren Drehzahlen vom Fanglager. Allerdings besteht bei einem zu großem Reibwert die Gefahr, dass sich der Rotor nicht vom Fanglager löst und sich eine gefährliche nichtsynchrone Bewegungsform einstellt. Der Backward Whirl kann durch eine Verringerung des Reibwerts destabilisiert werden. Experimentell stellt sich heraus, dass der Reibwert ein schwieriger Steuerparameter ist und sich daher nicht für den praktischen Einsatz eignet.

## Kapitel 6

# Zusammenfassung, Gewinnpotential und Ausblick

Diese Arbeit untersucht die Auswirkung der Spalt- und Reibverstellung zwischen Rotor und Fanglager auf das dynamische Verhalten des Rotor-Fanglager-Systems. Im Mittelpunkt steht dabei der Einsatz des Fanglagers als Resonanzdurchlaufhilfe, bei dem durch Spaltverstellung oder Reibverstellung ein vorzeitiges Ablösen des Rotors vom Fanglager erreicht wird und gefährliche Bewegungsformen vermieden werden.

Fanglager als Resonanzdurchlaufhilfe werden hauptsächlich in Zentrifugen eingesetzt. Der Grund ist, dass sich bei Zentrifugen durch unterschiedliche Beladungen der Wuchtzustand ständig ändert und ein Auswuchten deshalb nicht möglich ist.

Die Zentrifugen mit Fanglager werden so ausgelegt, dass die Eigenfrequenz nicht im Betriebsdrehzahlbereich liegt und der Rotor so schnell wie möglich durch die Eigenfrequenz gefahren wird. Der Änderung des Schwingungsverhaltens durch das Anlegen des Rotors an das Fanglager wird nur durch ausreichende Dimensionierung des Fanglager Rechnung getragen.

Die vorliegende Arbeit zeigt, dass durch Spaltverstellung oder Reibverstellung ein vorzeitiges Ablösen des Rotors vom Fanglager erreicht werden kann. Dadurch muss nur ein geringerer Drehzahlbereich unter Kontakt durchfahren werden. Die maximale Rotoramplitude verringert sich, wodurch sowohl der Rotor als auch das Fanglager geringer dimensioniert werden können.

Aufgrund der instationären Schwingungen des Rotors und des Fanglagers beim Ablösen werden weitestgehend numerische Lösungen verwendet. Soweit es möglich ist, zeigen analytische Berechnungen den Zusammenhang zwischen den Parametern des Rotors, des Fanglagers und ihres Bewegungsverhaltens bei Spaltverstellung. Zur Verifizierung der Ergebnisse wurde dafür ein Prüfstand aufgebaut.

Bei einer Spaltvergrößerung, die nach Beginn der Spaltverstellung zu keinem weiteren Kontakt zwischen Rotor und Fanglager führt, ist eine analytische Lösung möglich. Dabei zeigt sich, dass beim Einschwingen die geringsten Amplituden des Rotors dann erreicht werden, wenn der Anfangsspalt so gering wie möglich eingestellt wird. Eine in dieser Arbeit hergeleitete Näherungsformel ermöglicht es, die maximale Rotoramplitude im „Worst Case“ drehzahlabhängig zu berechnen und halbanalytisch diejenige Drehzahl zu bestimmen, welche die geringsten Einschwingamplituden des Rotors hervorruft. Desweiteren wird halbanalytisch die Spaltgeschwindigkeit bestimmt, die notwendig ist, um ein Ablösen des Rotors vom Fanglager ohne weiteren Kontakt zu ermöglichen.

Die numerische Simulation wiederum zeigt, dass Spaltöffnungsgeschwindigkeiten, die nach Beginn der Spaltverstellung nicht zum sofortigen Ablösen des Rotors vom Fanglager führen, einen Bereich aufweisen, in dem durch Kontaktstöße die maximale Rotoramplitude geringer ist als beim sofortigen Ablösen. Dieser Bereich ist allerdings mit großen Kontaktstößen verbunden. Bei sehr niedrigen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten gibt es zwar keine Kontaktstöße, der Rotor löst sich allerdings erst vom Fanglager, wenn die Rotoramplitude keinen Lösungsast mehr in dem jeweiligen Drehzahlbereich hat. Das führt zu sehr großen Rotoramplituden.

Wie schon in der analytischen Berechnung, zeigen unterschiedliche Anfangsspalte auch in der numerischen Simulation, dass der Rotor die geringste Maximalamplitude bei kleinen Anfangsspalten erreicht. Ein leichtes oder sehr leichte Fanglager hat dabei gegenüber einem schweren Fanglager den Vorteil, dass die drehsynchrone unwuchterzwungene Bewegung im gesamten Drehzahlbereich stabil ist. Bei einem schweren Fanglager dagegen führt ein instabiler Drehzahlbereich zu großen Kontaktstößen zwischen Rotor und Fanglager.

Die Untersuchungen bei unterschiedlichen Drehzahlen zeigen im Verlauf der Maximalamplitude des Rotors ein Tal zwischen der Eigenfrequenz des Rotors und der Koppelleigenfrequenz des Rotor-Fanglager-Systems. In diesem Tal liegt die optimale Drehzahl, bei welcher der Rotor die geringste Maximalamplitude beim Lösen vom Fanglager erzielt.

Die Stabilität des Backward Whirls ist für unterschiedliche Drehzahlen abhängig von der Spaltgröße. Es existiert eine kritische Spaltgröße, unterhalb derer der Backward Whirl instabil ist. Bei einer Spaltverkleinerung destabilisiert sich der Backward Whirl nur, wenn der Spalt kleiner ist als diese kritische Spaltgröße. Dabei ist die Destabilisierung nicht von der Spaltgeschwindigkeit abhängig. Bei einer Spaltvergrößerung löst sich der Rotor immer dann vom Fanglager, wenn die Spaltöffnungsgeschwindigkeit größer ist als der kritische Wert. Dieser Wert ist allerdings schon bei sehr geringen Spaltöffnungsgeschwindigkeiten erreicht.

Eine Reibwertvergrößerung kann zum vorzeitigen Ablösen (Hochlauf) des Rotors vom Fanglager genutzt werden, da sich der Verlauf der drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude mit größerem Reibwert in den niedrigen Drehzahlbereich verkleinert. Allerdings wächst damit auch die Gefahr, dass der Rotor den Verlauf der drehsynchronen unwuchterzwungenen Rotoramplitude verlässt und in eine andere Bewegungsform einschwingt. Praktisch zeigt sich, dass die Steuerung des Reibwerts schwer zu kontrollieren ist. Daher hat die Reibverstellung kein Gewinnpotential im Vergleich zur herkömmlichen Auslegung von Rotor-Fanglager-Systemen mit konstanter Reibung.

Eine Spaltverstellung hingegen könnte überall dort, wo passive Durchlaufhilfen zum Einsatz kommen, durchaus gewisse wirtschaftliche Vorteile mit sich bringen. Ein mögliches Einsatzgebiet wären beispielsweise Zentrifugen. Durch die Spaltverstellung löst sich der Rotor schneller vom Fanglager. Dadurch werden der Rotor und das Fanglager weniger belastet. Die Folge: Es tritt ein geringerer Materialverschleiß auf, was wiederum dazu führt,

dass die entsprechende Maschine seltener gewartet werden muss. Längere Wartungsintervallen haben den Vorteil, dass der Produktionsprozess seltener unterbrochen werden muss. In der modernen Industrieproduktion sind die unterschiedlichen Prozesse sorgfältig aufeinander abgestimmt, von der Vorratshaltung der Rohstoffe bis zum Liefertermin des Produkts an den Endkunden oder einen weiterverarbeitenden Betrieb. Seltener Unterbrechungen sind also ein Vorteil für die Industrie, weil diese Kette dann seltener gestört wird.

Hinzu kommt, dass der geringere Materialverschleiß dazu führt, dass seltener Defekte auftreten. Die Maschine muss also seltener repariert und das Fanglager seltener ausgetauscht werden. Außerdem kann das Fanglager durch die geringere Belastung und geringere Belastungszeit gegenüber herkömmlichen Fanglagern kleiner dimensioniert werden und erreicht dennoch die gleiche Lebensdauer wie ein herkömmliches Fanglager. Das alles führt zu Kostenersparnissen, von Ersatzteilen bis zu Personalkosten für Techniker und Prüfsingenieure. Vor allem aber kommt es seltener zu Produktionsunterbrechungen wegen eines Maschinendefekts. Solche Ausfälle sind für ein Unternehmen noch komplizierter zu handhaben als feste Wartungstermine. Letztere lassen sich wenigstens außerhalb der Hauptproduktionszeiten realisieren; unvorhergesehene Ausfälle wegen eines defekten Fanglagers hingegen können höhere Kosten verursachen, weil im Zweifelsfall die Produktion in Hochphasen gestoppt werden muss, wenn am Anfang der Produktionskette ein Defekt auftritt. Auch Liefertermine können in einem solchen Fall womöglich nicht eingehalten werden. Wenn durch die Spaltverstellung solche Fälle seltener eintreten, bedeutet das für ein Unternehmen eine Kostenersparnis, mehr Planungssicherheit und effiziente Produktionsabläufe.

Neben den wirtschaftlichen Vorteilen bietet die Spaltverstellung, wie sie im Versuchsstand realisiert wurde, auch eine größere Zuverlässigkeit des Gesamtsystems. Zum einen ist keine komplizierte Regelung notwendig, sondern nur eine einfache Steuerung. Zum anderen stellt das System selbst ein redundantes System dar, weil selbst bei einem Stromausfall das Fanglager weiterhin als passive Durchlaufhilfe betrieben werden kann. Im Gegensatz zu aktiven Systemen steht weiterhin kein Aktuator direkt im Kraftfluss, was eine sichere Abschätzung der Lebensdauer mit etablierten Methoden des Maschinenbaus gewährleistet.

Die in dieser Arbeit vorgestellte Spaltverstellung kann in weiterführenden Arbeiten genauer untersucht werden. Dazu sollte der Versuchsstand überarbeitet werden (siehe Kap 3.3.7), um neben den Ergebnissen der drehsynchronen unwuchterzwungenen Schwingungen auch die Ergebnisse für den Backward Whirl experimentell zu verifizieren. Da ein reales System meist mehr als nur einen Freiheitsgrad aufweist, wäre als nächster Schritt auch eine Erweiterung des Modells und des Versuchsstands auf mehrere Freiheitsgrade sinnvoll. Das verwendete Modell setzt zudem isotrope Lager voraus. Doch selbst im Versuchsstand ist eine absolute Isotropie der Lager nur schwer zu realisieren. Daher sollte neben dem Einfluss von weiteren Freiheitsgraden auch die Anisotropie sowohl in der Steifigkeit als auch in der Dämpfung berücksichtigt werden.

# Literaturverzeichnis

- [1] ABRAHAM, D.; MARKERT, R.; WITFELD, H.: *Experimentelle Untersuchungen zu aktiven und passiven Resonanzdurchlaufhilfen für extrem elastische Rotoren*. VDI-Berichte, Nr. 695, S. 145-169, 1988.
- [2] ALIZADEH, A.: *Robuste Regelung zur aktiven Schwingungsdämpfung elastischer Rotoren mit Piezo-Stapelaktoren*. Forschungsbereiche Mechatronik & Maschinenakustik, 2005.
- [3] ALTHAUS, J.; STELTER, P.; FELDKAMP, B.; ADAM, H.: Aktives hydraulisches Lager für eine Schneckenzenrifuge. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen II*. Vieweg (1993), S. 28–36.
- [4] ALTHAUS, J.; ULBRICH, H.: Ein aktives hydraulisches Lager. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen*. Vieweg (1991), S. 3–13.
- [5] BLACK, H. F.: Interaction of a Whirling Rotor with a Vibrating Stator Across a Clearance Annulus. In: *Journal of Mechanical Engineering Science* Vol. 10 (1968), S. 1–12.
- [6] BLACK, H. F.: Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotors. In: *Journal of Mechanical Engineering Science* Vol. 11 (1969), S. 206–213.
- [7] BLEKHMAN, I.; DRESIG, H.: *Zur Dynamik unwuchterregter Maschinen, insbesondere beim Resonanzdurchlauf*. VDI-Berichte 1630, S.151 - 166. VDI-Verlag Düsseldorf, 2001.
- [8] BORMANN, A.: *Elastomerringe zur Schwingungsberuhigung in der Rotordynamik Theorie, Messungen und optimierte Auslegung*, VDI Fortschritt-Berichte Reihe 11, Nr. 330, VDI-Verlag Düsseldorf, Diss., 2005.
- [9] BURO, N. G.: *Regelung elektromagnetisch gelagerter Rotoren mit parallelen Strukturen*. Hochschulschrift Hamburg, Univ. d. Bundeswehr, 2002.
- [10] CADE, I. S.; SAHINKAYA, M. N.; BURROWS, C. R.; KEOGH, P. S.: On the use of actively controlled auxiliary bearings in magnetic bearing systems. In: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008, Vol 5, PT A*, 2008, S. 1137–1147.



- [11] DECKLER, D. C.; VEILLETTE, R. J.; BRAUN, M. J.; CHOY, F. K.: Output-Feedback Control of an Active Tilting-Pad Journal Bearing. In: *The 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, ISROMAC10-2004-163*, 2004.
- [12] DUTTA, J.; TOIB, T.: Rotor vibration reduction with polymeric sectors. In: *Journal of Sound and Vibration* 262 (2003), S. 769-793.
- [13] ECKSTEIN, M.: *Untersuchungen zu einem Fanglagerprüfstand mit veränderbarer Spaltweite*, Technische Universität Darmstadt; Fachbereich Maschinenbau; Fachgebiet Strukturodynamik, Bachelor-Thesis, 2009.
- [14] EDBAUER, R.; MEINKE, P.; MÜLLER, P. C.; WAUER, J.: *Passive Durchlaufhilfe beim Durchfahren biegekritischer Drehzahlen elastischer Rotoren*. VDI-Berichte, Nr. 456, S. 157-166, 1982.
- [15] EHEHALT, U.: *Bewegungsformen elastischer Rotoren bei Stator-Kontakt*. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 11, Nr. 335, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2008.
- [16] EHMANN, C.; ALIZADEH, A.; NORDMANN, R.: Schwingungsdämpfung aktiv gelagerter Rotoren mit robuster Regelung. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen VI*. Vieweg (2003), S. 41-50.
- [17] ERB, R.; ORTH, M.; NORDMANN, R.: *Untersuchungen eines magnetisch gelagerten Rotors bei Fanglagerkontakt*. Schwingungen in rotierenden Maschinen: Internationale Tagung 5,2001,Wien. S. 109-116. Hrsg.: H. Irretier. - Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg, 2001.
- [18] ERB, R.; ORTH, M.; PURWIN, O.; SCHENDEL, C.; NORDMANN, R.: *Einfluss des Regelverhaltens auf das dynamische Verhalten eines magnetisch gelagerten Rotors während spezieller Betriebssituationen*. Schwingungen in rotierenden Maschinen VI: Referate der Tagung in Darmstadt, 26.-28. Februar. S. 29-40. Hrsg.: H. Irretier. - Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg, 2003.
- [19] FLEMING, D. P.; MURPHY, B. T.; SAWICKI, J. T.; POPLAWSKI, J. V.: *Transient Response of Rotor on Rolling-Element Bearings with Clearance*. Seventh International Conference on Rotor Dynamics (IFTOMM), Vienna, Austria, September 25-28, 2006.
- [20] FUMAGALLI, M. A.: *Modelling and Measurement Analysis of the Contact Interaction between a High Speed Rotor and its Stator*, Escola de Engenharia de Sao Carlos Universidade de Sao Paulo, Brasil, Diss., 1997.
- [21] FÜRST, S.: *Aktive Lagerabstützung zur Dämpfung elastischer Rotoren*. Fortschrittsberichte, VDI Reihe 11, Nr. 132, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990.

- [22] GENTA, G.; TONOLI, A.; AMATI, N.; MACCHI, P.; SILVAGNI, M.; VISCONTI, M.; CARABELLI, S.: Semi-active electromagnetic dampers for the dynamic control of rotors. In: *7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, Paper-ID 323*, 2006.
- [23] GINZINGER, L.; ULBRICH, H.: Control of a Rubbing Rotor Using an Active Auxiliary Bearing. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 21 (2007), S. 851–854.
- [24] HELFERT, M.: *Rotorabstürze in Wälzlager- Experimentelle Untersuchung des Rotor-Fanglager-Kontakts*. [Online-Edition] Maschinenbau/TU Darmstadt [Dissertation] , Offizielle oder alternative URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/1289/>, 2009.
- [25] HELFERT, M.; ERNST, M.; NORDMANN, R.; AESCHLIMANN, B.: High-Speed Video Analysis of Rotor-Retainer-Bearing-Contacts Due to Failure of Active Magnetic Bearings. In: *10th International Symposium on Magnetic Bearings, 21.-23. August, Martigny, Schweiz*, 2006.
- [26] HOEDT, J.: *Regelungstheoretische Untersuchung der Spaltverstellung zwischen Rotor und Stator*, Technische Universität Darmstadt; Fachbereich Maschinenbau; Fachgebiet Strukturodynamik, Diplomarbeit, 2008.
- [27] HORST, H.-G.: *Aktive Schwingungsminderung an elastischen Rotoren mittels piezokeramischer Aktoren*. Shaker Verlag, Aachen, 2005.
- [28] HUMMEL, A.: *Inbetriebnahme eines bestehenden Fanglagerprüfstands und Untersuchung des Gesamtschwingungsverhaltens bei unterschiedlichen Parametern*, Technische Universität Darmstadt; Fachbereich Maschinenbau; Fachgebiet Strukturodynamik, Diplomarbeit, 2008.
- [29] HUNT, K. H.; CROSSLEY, F. R. E.: Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact. In: *Journal of Applied Mechanics* 42 (1975), S. 440–445.
- [30] JIANGA, J.; ULBRICH, H.; CHAVEZB, A.: Improvement of rotor performance under rubbing conditions through active auxiliary bearings. In: *International Journal of Non-Linear Mechanics* 41 (2006), S. 949–957.
- [31] KÄRKKÄINEN, A.; HELFERT, M.; AESCHLIMANN, B.; MIKKOLA, A.: Dynamic analysis of rotor system with misaligned retainer bearings. In: *Journal of Tribology -Transaction of the ASME* 130 (2008), Nr. 2.
- [32] KÄRKKÄINEN, A.; SOPANEN, J.; MIKKOLA, A.: Dynamic simulation of a flexible rotor during drop on retainer bearings. In: *Journal of Sound and Vibration* 306 (2007), Nr. 3-5, S. 601–617.



- [33] KEOGH, P. S.; COLE, M. O. T.; SAHINKAYA, M. N.; BURROWS, C. R.: On the control of synchronous vibration in rotor/magnetic bearing systems involving auxiliary bearing contact. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - TRANSACTIONS OF THE ASME* 126 (2004), Nr. 2, S. 366–372. – 47th International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, AMSTERDAM, NETHERLANDS, JUN 03-06, 2002.
- [34] KÖGEL, M.: *Passive Durchlaufhilfen beim Anfahren biegeelastischer Rotoren*, Universität Karlsruhe (TH); Institut für Technische Mechanik, Diplomarbeit, 1981.
- [35] KRODKIEWSKI, J. M.; SONG, H.; CHEN, F.: Passive and Active Control of Vibrations of a Rotor System by means of an Oil Bearing with Flexible Sleeves. In: *7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, Paper-ID 89*, 2006.
- [36] LANG, M.; SIEGL, G.; WALTER, H.; ZÜLOW, D.: *Fanglager eines Magnetlagers oder Luftlagers*. Patentschrift (BR Deutschland) DE 102008051446 B3, 2010.
- [37] LARSONNEUR, R.: Aktive Magnetlager zur Schwingungsbeeinflussung elastischer Rotoren. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen*. Vieweg (1991), S. 24–33.
- [38] LAWEN, J. L.; FLOWERS, G. T.: Synchronous Dynamics of a Coupled Shaft/Bearing/Housing System With Auxiliary Support From a Clearance Bearing: Analysis and Experiment. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power - Transaction of the ASME* 119 (1997), S. 430–435.
- [39] MARKERT, R.; WEGENER, G.: Transient Vibrations of Elastic Rotors in Retainer Bearings. In: *Proc. of 7th ISROMAC, International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii, Vol. 2*, S. 764-774, 1998.
- [40] MAYER, S.: *Inbetriebnahme und Regelung eines Linearmotors am Prüfstand für Fanglager*, Technische Universität Darmstadt; Fachbereich Maschinenbau; Fachgebiet Strukturdynamik, Bachelor-Thesis, 2009.
- [41] MÜLLER, S. F.: *Konstruktion und Inbetriebnahme eines Fanglagerprüfstandes mit veränderbarer Spaltweite*, Technische Universität Darmstadt; Fachbereich Maschinenbau; Fachgebiet Strukturdynamik, Bachelor-Thesis, 2008.
- [42] NEWKIRK, B. L.: Shaft Rubbing. In: *Mechanical Engineering* Vol.: 48 (1926), S. 830–832.
- [43] NIGHI, M. C.; DUTT, J. K.; IRRETIER, H.: Rotor Vibration Control with Electro-Magnetic Exciter. In: *7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, Paper-ID 291*, 2006.

- [44] NOVAK, P.; LIEBICH, R.; GASCH, R.: Numerical Simulation of a Multangular Retainer Bearing with Regard to Contact Force. In: *9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, 2002.
- [45] ORTH, M.: *Fanglagerkontakt magnetgelagerter Rotoren - nichtlineare Modellierung sowie Systemanalyse nach einem Magnetlagerausfall*. R. Nordmann (Hrsg.): Forschungsberichte Mechatronik und Maschinenakustik, 2006.
- [46] PENFIELD JR., S.; RODWELL, E.: Auxiliary Bearing Design Considerations for Gas-Cooled Reactors. In: *IAEA Technical Committee Meeting on „Gas Turbine Power Conversion Systems for Modular HTGRs“, held from 14-16 November 2000 in Palo Alto, California* IAEA-TECDOC-1238 (2000), S. 190–201.
- [47] PFEIFFER, F.: Zur Problematik aktiver Lager. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen II*. Vieweg (1993), S. 3–17.
- [48] ROSENBLUM, V. I.: Entstehung mehrfacher Wellenbrüche nach dem Bruch einer Laufschaufel oder Radscheibe bei Dampfturbinen / Allianz Report, Vol. 68, No. 5, S. 176–179. 1995. – Forschungsbericht.
- [49] SANTOS, I. F.: Strategie für die Erhöhung der Dämpfungsreserve von kippsegmentgelagerten Rotoren. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen III*. Vieweg (1995), S. 3–12.
- [50] SANTOS, I. F.; SCALABRIN, A.; NICOLETTI, R.: Ein Beitrag zur aktiven Schmierungstheorie. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen V*. Vieweg (2001), S. 21–30.
- [51] SCHLOTTER, M.; KEOGH, P. S.: Synchronous position recovery control for flexible rotors in contact with auxiliary bearings. In: *Journal of Vibration and Acoustics - Transactions of the ASME* 129 (2007), Nr. 5, S. 550–558.
- [52] SHAMPINE, L. F.; REICHEL, M. W.: The Matlab ODE suit. In: *SIAM Journal on Scientific Computing* 18 (1997), S. 1–22.
- [53] SIEVI, A.: *Einfluß verschiedener Fanglagertypen auf das rotordynamische Verhalten eines Flugtriebwerkes*, Technische Universität Berlin; Institut für Luft- und Raumfahrt und BMW Rolls-Royce GmbH Dahlewitz, Diplomarbeit, 1996.
- [54] SIMÕES, R. C.; STEFFEN, V.; HAGOPIAN, J. D.; MAHFOUD, J.: Modal Active Vibration Control of a Rotor Using Piezoelectric Stack Actuators. In: *Journal of Vibration and Control* 13 (2007), S. 45–64.
- [55] SIMON, U.; BROMMUNDT, E.: Periodische Bewegungen einer Pendelzentrifuge in einem mehreckigen Fanglager. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen IV*. Vieweg (1997), S. 181–188.

- [56] SIMON, U.: *Rotor-Stator-Kontakt in polygonförmigen Fanglagern*. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 11, Nr. 308, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [57] SUN, J.: *Experimente an einem Fanglagerprüfstand*, Technische Universität Darmstadt; Fachbereich Maschinenbau; Fachgebiet Strukturtechnik, Studienarbeit, 2010.
- [58] ULBRICH, H.: Haben aktive Lagerungen Zukunft? In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen II*. Vieweg (1993), S. 18–27.
- [59] ULBRICH, H.; CHAVEZ, A.; R.DHIMA: Minimization of Contact Forces in Case of Rotor Rubbing Using an Actively Controlled Auxiliary Bearing. In: *The 10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, ISROMAC10-2004-042*, 2004.
- [60] WANG, Z.: *Erweiterung eines numerischen und analytischen Modells für den Stator-Rotor-Kontakt auf eine variable Spaltverstellung*, Technische Universität Darmstadt; Fachbereich Maschinenbau; Fachgebiet Strukturtechnik, Studienarbeit, 2008.
- [61] WEGENER, G.: *Elastische Fanglager zur Amplitudenbegrenzung elastischer Rotoren*. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 11, Nr. 290, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [62] WETZELSBERGER, J.: *Instabilitätsgrenzen eines teilweise mit Wasser gefüllten Rotors unter Verwendung eines mitrotierenden Ölrings*, Technische Hochschule Darmstadt; Fachbereich Maschinenbau; Fachgebiet Maschinendynamik, Diplomarbeit, 1995.
- [63] WORG, R.: *Deterministisches Chaos*. BI Wissenschaftsverlag Mannheim, Leipzig, Wien, 1993.
- [64] WU, W.-X.; PFEIFFER, F.: Active Vibration Damping for Rotors by a Controllable Oil-film Bearing. In: *Irretier, H., Nordmann, R. (Hrsg.): IFToMM, Fifth International Conference on Rotor Dynamics*. Vieweg (1998), S. 431–442.
- [65] ZAPOMĚL, J.: Response of an Unbalanced Rotor Supported by Long Lemon Fluid Film Bearings on Seismic Excitation. In: *Irretier, H., Nordmann, R., Springer, H. (Hrsg.): Schwingungen in rotierenden Maschinen VI*. Vieweg (2003), S. 263–270.
- [66] ZIPPE, G.; MEINKE, P.: *Verfahren und Vorrichtung zum Durchlaufen kritischer Drehzahlen langgestreckter Rotoren*. Patentschrift (BR Deutschland) DE 2632586 C2, 1983.
- [67] ZÜLOW, D.; LIEBICH, R.: Ein Außenrollenlager als Fanglagerkonzept für magnetgelagerte Rotoren. In: *SIRM 2009 - 8. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen, Wien, Österreich, Paper-ID 11*, 2009.

# Lebenslauf

Der Lebenslauf ist in der Online-Version aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.